VISIT…

Ю. Л. Гусев

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

ИЗД. 2-Е, ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для студентов специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция» высших учебных заведений

ИЗДАТЕЛЬСТВО ЛИТЕРАТУРЫ ПО СТРОИТЕЛЬСТВУ
МОСКВА — 1973

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

УДК 697.32.001.24(075.8)

Ю. Л. Гусев. **Основы проектирования котельных установок. (Учебное пособие).** 2-е изд. М., Стройиздат, 1973. 248 с.

В книге рассматриваются вопросы расчета отопительных и отопительно-производственных котельных и анализируются исходные положения для наиболее рационального их проектирования. Приведенный материал охватывает современное оборудование, не только появившееся за последние годы, но и намечаемое к ближайшему внедрению. Уделено внимание методологии по выявлению технико-экономических показателей, характеризующих работу рассматриваемых котельных; приведены необходимые данные справочного и нормативного порядка, требующиеся при проектировании рассматриваемых котельных установок.

Книга предназначена в качестве учебного пособия для студентов факультета «Теплогазоснабжение и вентиляция» инженерно-строительных вузов, но одновременно может быть использована широким кругом инженеров-проектировщиков, работающих в области теплоснабжения.

Табл. 81, рис. 105, список лит. 18 назв.

Рецензент — канд. техн. наук *Р. Г. Зах*

$Г\frac{3210-320}{047(01)-73}$ 192—73

Гусев Юрий Львович

Основы проектирования котельных установок (учебное пособие для вузов)

Стройиздат

Москва, К-31, Кузнецкий мост, д. 9

Редактор издательства Долгова К. Н.
Технические редакторы Французова Г. Б., Панова И. В.
Корректор Бирюкова Л. П.

Сдано в набор 7/VIII 1972 г. Подписано к печати 16/XI 1972 г.
Т-18175 Бумага № 2. Формат 60×90¹/₁₆ — 7,75 бум. л.
15,5 печ. л. (уч.-изд. 16,85 л.)
Тираж 25000 экз. Изд. № AI-2061 Зак. 376 Цена 69 коп.

Подольская типография Главполиграфпрома
Государственного комитета Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
Комитета по печати при Совете Министров СССР
г. Подольск, ул. Кирова, д. 25

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ПРЕДИСЛОВИЕ

Создание материально-технической базы коммунизма — это дальнейшее развитие промышленности и сельского хозяйства. Строительство огромного количества новых жилых, общественных и производственных зданий вызывает необходимость дальнейшего роста как теплопотребления, так и качественного теплоснабжения.

Наиболее эффективными системами теплоснабжения являются централизованные системы теплоснабжения от ТЭЦ. Наряду с ТЭЦ при небольших тепловых нагрузках или при малой тепловой плотности застройки, или при вводе в строй отдельных потребителей тепла с расчетом на длительный период более рентабельным может оказаться теплоснабжение от районных или квартальных котельных. Наконец, при малоэтажной застройке или в поселках сельского типа без местных котельных пока обойтись нельзя.

В решениях XXIV съезда КПСС по пятилетнему плану четко указано направление на постепенную ликвидацию строительства мелких котельных. Это, естественно, не означает, что такие котельные не будут строиться. Однако чтобы удовлетворить потребности народного хозяйства, необходимо повышать их технико-экономический уровень.

При решении конкретных задач выбор источника теплоснабжения, теплоносителя и его параметров и всей системы теплоснабжения в целом должен обязательно подкрепляться технико-экономическими обоснованиями. Нередко решение этих вопросов может быть выполнено удовлетворительно лишь при сопоставлении различных вариантов и выявлении как капитальных затрат, так и эксплуатационных расходов.

В настоящем издании получил отражение многолетний опыт по курсовому и дипломному проектированию в области котельных установок, накопленный в МИСИ им. В. В. Куйбышева. Методическое построение данного издания базируется на программе и содержании основного курса «Котельные установки», утвержденного МВС и СО СССР и, кроме того, полностью отвечает также требованиям реального проектирования.

В книге рассматривается не только новое оборудование, но и то, что намечается внедрить в ближайшем будущем; излагаются современные методы расчета этого оборудования и приводятся необходимые данные справочного и нормативного характера.

Должное внимание уделяется технико-экономическим сопоставлениям и, в частности, выявлению стоимости вырабатываемого тепла (пара).

Для лучшего усвоения изложенного материала отдельные вопросы дополнительно сопровождаются примерами. Следует отметить, что при составлении всех расчетов, связанных с выбором котельного оборудования, приходится базироваться на существующих нормативных указаниях и, в частности, на нормативных методах теплового и аэродинамического расчета. Эти методы и все приводимые в них многочисленные таблицы и номограммы составлены с использованием единиц измерения системы МКГСС, поэтому переход на единицы измерения системы СИ (рекомендуемой как предпочтительной) пока еще не представляется возможным. Для пересчета единиц измерения в системе МКГСС в единицы измерения системы СИ в конце книги дается соответствующее приложение.

На издание 1967 г. автором было получено значительное количество отзывов и пожеланий. К сожалению, из-за ограниченного объема книги выполнить их полностью не удалось. Всем приславшим свои замечания, а также официальным рецензентам — коллективу кафедры теплотехники и газоснабжения ЛИСИ и д-ру техн. наук Р. Г. Заху автор приносит свою благодарность.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава I

УСЛОВИЯ ДЛЯ СОСТАВЛЕНИЯ ПРОЕКТА КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Котельные установки подразделяются по роду вырабатываемого теплоносителя на паровые и водогрейные; по характеру обслуживания потребителей — на отопительные, отопительно-производственные и производственные.

Котельные производственные и отопительные (предназначенные только для покрытия отопительных нагрузок) работают определенное количество дней в году в зависимости от характера производства и длительности отопительного периода (отопительный период начинается при устойчивом понижении наружной температуры ниже $t_н = +10°C$ и кончается при повышении температуры выше $+10°C$). Котельные отопительно-производственные и отопительные (связанные дополнительно с нагрузками горячего водоснабжения) работают, как правило, в течение круглого года.

Каждая котельная имеет свои особенности и, в частности, отличающиеся друг от друга режимы потребляемого тепла, что обязательно учитывают при проектировании.

К составлению проекта котельной установки можно приступить лишь тогда, когда известны следующие необходимые данные: сезонный или годовой график расхода тепла, а при резко колеблющейся технологической нагрузке — дополнительно суточный график расхода тепла, род сжигаемого топлива и его стоимость, а также вид и параметры теплоносителя.

§ 1. Построение графиков расхода тепла

Расчетные тепловые нагрузки котельной определяются по суммарным часовым расходам тепла всех потребителей с учетом значений коэффициентов одновременности потребления тепла, потерь тепла в сетях и расходов на собственные нужды котельной для трех характерных режимов. Такими режимами являются: максимально зимний, соответствующий расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления; среднеотопительный, принимаемый при средней температуре наружного воздуха за отопительный период, и летний, характеризующийся расходом тепла на технологические нужды и горячее водоснабжение.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Определение расчетных тепловых нагрузок обязательно сопровождается построением графиков расхода тепла. При построении графика расхода тепла для отопительных котельных необходимо знать: 1) длительность периодов с одинаковой наружной температурой, значения которых для некоторых городов СССР приведены в табл. I.1; 2) расчетную наружную температуру $t_н$, на которую проектируется отопление (табл. I.2); 3) количество требуемого тепла $Q_{макс}$ при расчетной наружной температуре.

Таблица I.1

Ориентировочное число часов периодов с одинаковой температурой наружного воздуха для некоторых городов СССР

Город	Температура наружного воздуха в *град*											Итого часов
	от −45 до −40	от −40 до −35	от −35 до −30	от −30 до −25	от −25 до −20	от −20 до −15	от −15 до −10	от −10 до −5	от −5 до 0	от 0 до +5	от +5 до +10	
Архангельск	2	8	46	106	286	491	833	2180	1530	1158	456	6096
Баку	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2640	2640
Владивосток	—	—	—	2,4	88,8	425	790	870	1090	1600		4920
Горький	—	2,4	22	72	180	405	655	910	1520	1444		5210
Киев	—	—	—	1	32	158	378	832	1530	1385	268	4584
Ленинград	—	—	—	—	116	271	540	950	1420	1690	364	5352
Москва	—	—	—	30	133	408	690	1170	1410	750	497	5088
Минск	—	—	—	8,4	44	163	375	720	1900	1774		4984
Новосибирск	15	73	115	282	423	640	870	870	980	1202		5470
Одесса	—	—	—	—	1	45	207	470	1048	1540	529	3840
Омск	12	56	147	350	565	795	895	895	780	685	300	5480
Свердловск	1	9	50	165	320	640	1040	1180	1130	730	325	5592
Петрозаводск	—	—	4	39	132	310	585	1000	1810	2008		5638
Рига	—	—	—	2,4	12,5	80	260	560	1940	2233		5088
Ташкент	—	—	—	—	—	31	115	280	560	2160		3144
Тбилиси	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3600		3600
Челябинск	—	7	31	125	356	590	845	980	1030	1364		5328

По расчетному максимальному расходу тепла можно определить минимальный расход из следующего уравнения:

$$Q_{мин} = Q_{макс} \frac{t_{пом} - (+t_{мин})}{t_{пом} - (-t_{макс})} \text{ ккал/ч}, \qquad (I.1)$$

где $t_{пом}$ — внутренняя температура отапливаемых помещений, зависящая от назначения помещений (в среднем может быть принята равной 16—18°С);

$t_{макс}$ — расчетная температура наружного воздуха;

$t_{мин}$ — температура, при которой заканчивается отопительный период ($t_{мин}$ = 10°С).

Зная две полученные тепловые нагрузки и соответствующие им наружные температуры, можно построить в системе координат $Q - t$ наклонную прямую Ab (рис. I.1), соответствующую расходу тепла в зависимости от наружной температуры.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица I.2

Значения расчетных наружных температур и продолжительность отопительного периода для некоторых городов СССР

Город	Расчетная наружная температура в *град*			Длительность отопительного периода в днях	Город	Расчетная наружная температура в *град*			Длительность отопительного периода в днях
	зимняя	среднезимняя	летняя			зимняя	среднезимняя	летняя	
Архангельск	—32	—4,7	+18,4	254	Одесса	—15	+1,1	+24,9	160
Ашхабад	—11	+4,9	+36	111	Омск	—36	—8,9	+23,6	227
Баку	—3	+4,8	+27,9	110	Петрозаводск	—26	—2,9	+19,2	237
Владивосток	—24	—4,7	+22,1	205	Рига	—19	—0,4	+21	212
Горький	—28	—4,9	+21,6	217	Свердловск	—32	—6,5	+21,1	233
Дудинка	—45	—14,4	+14,6	310	Севастополь	—9	—4,1	+25,9	132
Киев	—21	—1,2	+23,5	191	Ташкент	—13	+2	+33,3	131
Кутаиси	—3	+5,5	+25,7	98	Тбилиси	—7	+2,3	+28,7	150
Ленинград	—24	—2	+20,3	223	Челябинск	—32	—6,8	+22,8	222
Минск	—22	—1,4	+21,4	206	Ужгород	—15	+0,5	+24,2	162
Москва	—26	—3,7	+21,4	212	Якутск	—56	—20	+23,1	260
Новосибирск	—39	—8,9	+23	228	Ялта	—8	+5	+26,4	127

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Если затем вправо от начала координат по оси абсцисс отложить часы работы котельной в течение года при определенных постоянных наружных температурах (см. табл. I.1) и из этих точек восставить перпендикуляры до пересечения с горизонталь-

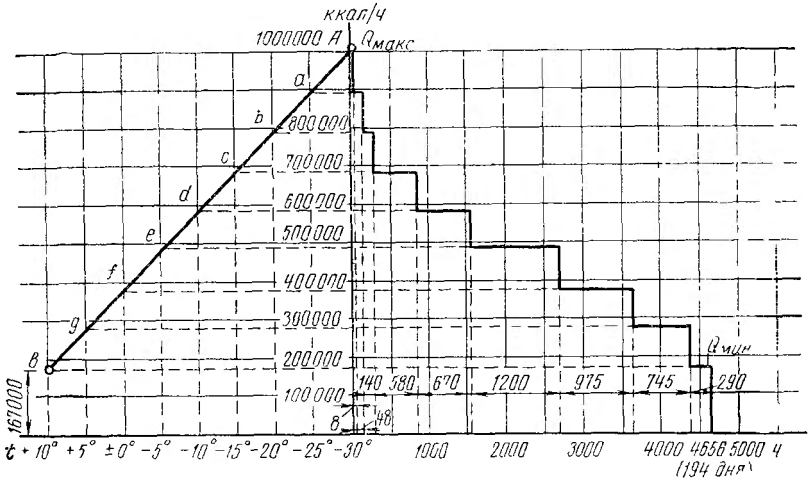


Рис. I.1. График расходов тепла для отопительной котельной установки

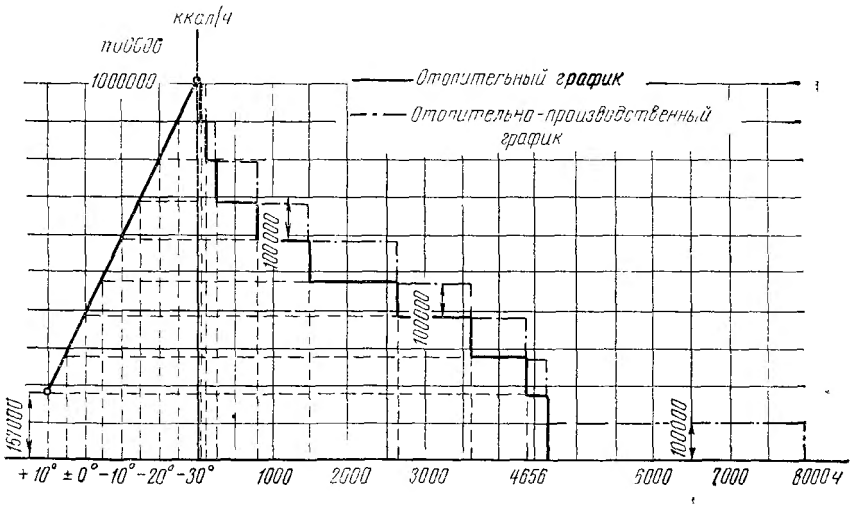


Рис. I.2. График расходов тепла для отопительно-производственной котельной установки

ными прямыми, проводимыми из отдельных точек *a*, *b*, *c*, *d*,... прямой *Ab*, соответствующих этим температурам, то получим ступенчатый график сезонного расхода тепла.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При построении графика (рис I 1) максимальный расход тепла принят равным $Q_{макс} = 1\,000\,000$ *ккал/ч*, а продолжительность отопительного периода — 194 дням, расчетные температуры взяты такие $t_{макс} = -30°C$, $t_{мин} = 10°C$, внутренняя температура помещений принята равной $t_{пом} = 18°C$ Число часов, соответствующее отдельным температурам в течение отопительного периода, взято условно и указано на графике

График расхода тепла для отопительно-производственной котельной (рис I 2) строят почти также, с той лишь разницей, что после получения ступенчатого отопительного графика эти ступени увеличивают по оси ординат на величину производственной тепловой нагрузки, последняя при построении графика расхода тепла (рис I 2) принята постоянной и равной $Q_{пр} = 100\,000$ *ккал/ч*

Если производственная нагрузка переменна не только в течение года, но и в течение суток, то дополнительно к графику годового расхода тепла приходится строить суточные графики как для максимальной, так и для минимальной нагрузки Эти графики будут отличаться от годовых лишь масштабом осей абсцисс

§ 2. Характеристика сжигаемого топлива

Для характеристики сжигаемого твердого топлива необходимо определить рабочий состав, теплоту сгорания, фракционный состав, содержание летучих веществ, спекаемость кокса, температуру размягчения золы, для характеристики жидкого топлива необходимо знать рабочий состав, теплоту сгорания, вязкость, температуру застывания, зольность и сернистость и, наконец, для характеристики газообразного топлива — рабочий состав, теплоту сгорания и плотность

Характеристика топлива, получаемая на основе данных физико-химического анализа, в значительной степени определяет выбор конструкции топки и способы сжигания топлива Кроме того, необходимо знать стоимость топлива франко-котельная[1], которая влияет на выбор температуры уходящих газов и, следовательно, на значение коэффициента полезного действия котельной установки

В табл I 3 приведены характеристики топлива некоторых месторождений СССР, рабочий состав которых дан в процентах по массе, а в табл I 4 — рабочий состав газообразных топлив в процентах по объему

---

[1] Под термином стоимость топлива франко котельная подразумевается оптовая стоимость топлива франко станция отправления и его доставки в котельную

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 1.3

Расчетные характеристики топлива

Бассейн, месторождение и виды топлива	Марка	Рабочий состав топлива в % по массе							$Q_н^р$, *ккал/кг*	Выход летучих в %	Средняя температура плавления золы в *град*	Характеристика кокса	Оптовая цена топлива франко-стаиция отправления в руб. *т. к. т.*
		$C^р$	$H^р$	$O^р$	$N^р$	$S_л^р$	$A^р$	$W^р$					
						Уголь							
Подмосковный	Б-2-Р	29,1	2,2	8,7	0,6	2,9	23,5	33	2510	50	1300	Порошкообразный	13,2
Донецкий	Д-Р	50,6	3,7	8	1,1	4	19,6	13	4900	43	1150	Слабоспекшийся	13,2
	Г-Р	62,2	4,2	6,4	1,2	3,3	15,8	7	5900	40	1225	Спекшийся	15,6
	Т-Р	70,6	3,4	1,9	1,2	2,7	15,2	5	6550	12	1250	Слабоспекшийся	14,7
	А-Р	71,7	1,4	1,4	0,8	1,8	16,9	6	6100	4	1250	Порошкообразный	9,6
Кузнецкий	Г-Р	66,1	4,6	6,6	2,2	0,6	10	9	6240	39	1275	Спекшийся	10,8
	Т-Р	70	3,3	2	1,5	0,5	14,8	8	6360	16	1425	Слабоспекшийся	8,3
Уральский: Егоршинское	П-А-Р	66,7	2,7	3,3	1	0,4	20,9	5	5880	9	1500	Порошкообразный	13,7
Челябинское	Б-3-Р	41,8	3	11,1	1	1,2	24,9	17	3770	43	1150	То же	7,35
Канско-Ачинский бассейн. Назаровское месторождение	Б-2-Р	37,6	2,57	12,7	0,43	0,43	7,3	39	3110	48	1220	»	1,6
Казахский бассейн. Экибастузское месторождение	С-С-Р	45	3	6,5	0,75	0,75	36	8	4080	31	1500	Слабоспекшийся	2,25
Печорский бассейн. Воркутинское месторождение	Ж	62,5	3,9	5,4	1,7	0,5	18,6	7	5930	31	1200	Спекшийся	19,2
Черемховский	Д-Р	50	3,7	8,8	1	1	21,5	11	4660	45	1200	Слабоспекшийся	3,25
Приморский край. Сучанское месторождение	Г-Р	54,7	3,4	5,6	0,9	0,5	27,9	7	5030	35	1200	Спекшийся	16,8

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

Продолжение табл. 13

Бассейн, месторождение и виды топлива	Марка	Рабочий состав топлива в % по массе							$Q_н^р$, *ккал/кг*	Выход летучих в %	Средняя температура плавления золы в *град*	Характеристика кокса	Оптовая цена топлива франко-станция отправления в руб. *т. н. т.*
		$C^р$	$H^р$	$O^р$	$N^р$	$S_л^р$	$A^р$	$W^р$					
Торф													
Кусковой	—	30,9	3,2	17,8	1,3	0,2	6,6	40	2560	70	1000—1500	Порошкообразный	4,7—7
Фрезерный	—	25,7	2,7	14,9	1,1	0,1	5,5	50	2030	70	1000—1500	То же	2,5—3,7
Древесина													
Дрова смешанные	—	30,3	3,6	25 1	0 4	—	0,6	40	2440	85		Слежавшийся	—
То же	—	35	4 3	29,6	0,4	—	0,7	30	2950	85	--	»	—
Мазут													
Малосернистый	—	85,3	10,2	0,4	0,3	0 5	0,3	3	9310	—	—	—	25,5—32,5
Высокосернистый	—	83,4	10	0,2	0,2	2,9	0,3	3	9170	—	—	—	23—30
Природные газы													
Саратовский	—	70,12	22,71	—	7,17	—	—	—	11 200	—	—	—	19*
Дашевский	—	74,32	24,41	—	1,27	—	—	—	11 800	—	—	—	19*
Ставропольский	—	73,55	24,33	0,12	2	—	—	—	11 895	—	—	—	14*
Шебелинский	—	74	25,04	0,32	0,64	—	—	—	10 960	—	—	—	19*

* Стоимость 1000 *м*³ газа

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица 1.4

Расчетные характеристики газообразных топлив (природные газы)

Месторождение	Состав газа в % по объему									
	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	CO_2	N_2 и др.	H_2S	$Q_н^с$, ккал/м³	ρ, кг/м³
Азербайджанская ССР	93	2,2	1,3	1,2	1,4	0,5	0,6	—	8760	0,817
Башкирская АССР	85	4,5	2,8	1,3	0,7	0,6	5,2	—	8550	0,857
Волгоградская область (в среднем)	94,4	1,3	0,5	0,7	1	0,2	1,8	—	8320	0,74
Коми АССР. Ухтинское	88	1,9	0,2	0,3	—	0,3	9,3	Следы	7946	0,789
Краснодарский край	87	5,9	1,5	1	0,4	1,2	3	—	8470	0,835
Куйбышевская область. Бугурусланское	81,7	5	2	1,2	0,6	0,4	8,5	0,6	8770	0,884
Львовская область, УССР. Дашавское	97,9	0,5	0,2	0,1	—	0,1	1,2	—	8520	0,73
Полтавская область, УССР	86,4	0,12	0,05	0,02	0,01	0,1	13,3	Следы	7450	0,79
Саратовская область	94	1,8	0,4	0,1	0,1	0,1	3,5	—	8440	0,775
Ставропольский край	98,3	0,5	0,2	0,1	—	0,1	0,9	—	7970	0,732
Туркменская ССР	88,9	2,3	1,1	0,5	0,1	0,8	6,4	—	7800	0,801
Тюменская область. Березовское	95,1	1,1	0,3	0,1		0,4	3	—	8430	0,737
Узбекская ССР	94,3	2,4	0,3	0,3	0,2	0,1	2,6	—	8000	0,76
Харьковская область, УССР. Шебелинское	92,9	4,1	0,8	0,3	0,3	0,1	1,6	—	8330	0,776
Якутская АССР. Усть-Вилюйское	94,8	2,3	0,8	0,5	0,1	0,3	1,2	—	8210	0,764

При оценке эксплуатационных качеств различных топлив удобно пользоваться их приведенными характеристиками и, в частности, приведенной сернистостью $S^п = 1000 \frac{S_л^р}{Q_н^р}$ %, приведенной зольностью $A^п = 1000 \frac{A^п}{Q_н^р}$ % и приведенной влажностью $W^п = 1000 \frac{W^р}{Q_н^р}$ %. Приведенные характеристики позволяют определить и сравнить между собой общее количество серы, золы и влаги, введенное в котельный агрегат на 1 *т* выработанного пара или на 1 *Гкал* тепла при сжигании различных топлив.

Топливо с приведенной зольностью $A^п < 4$% и приведенной влажностью $W^п < 3$% считается малозольным и маловлажным; топливо с приведенной зольностью $A^п = 4 \div 10$% и приведенной влажностью $W^п = 3 \div 8$% является среднезольным и средневлажным, а при превышении указанных значений — высокозольным и высоковлажным.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

§ 3. Выбор теплоносителя

Выбор вида теплоносителя и его параметров зависит в основном от характера обслуживаемых систем (отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологических нужд).

Согласно СНиП II-Г.10-62 «Тепловые сети. Нормы проектирования», в качестве теплоносителя в системах централизованного теплоснабжения для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения рекомендуют, как правило, принимать воду при температуре воды в подающем трубопроводе равной 150°С. Однако при наличии технологических предприятий, требующих в качестве теплоносителя пар, последний может быть использован и для теплоснабжения. Наконец, в случаях, когда паровые нагрузки не превышают 20% общих, можно применять два теплоносителя: и пар и воду.

В ряде случаев решить вопрос о выборе теплоносителя, а также построить графики расхода тепла можно лишь совместно с технологами, знающими особенности того или иного производства.

§ 4 Выбор типа и количества устанавливаемых котельных агрегатов

Современные котельные агрегаты характеризуются либо теплопроизводительностью в *Гкал/ч* (в основном водогрейные котлы), либо номинальной паропроизводительностью в *т/ч* (паровые котлы). При заданных виде и параметре теплоносителя, роде топлива и способе сжигания выбор котельного агрегата зависит от величины тепловых нагрузок, определяемых (как было указано ранее) для трех расчетных режимов — максимально зимнего, среднеотопительного и летнего.

Количество устанавливаемых котельных агрегатов определяется последовательным делением расчетных нагрузок на выбранную паро- или теплопроизводительность того или иного котельного агрегата. При выборе тепло- и паропроизводительности котельного агрегата рекомендуется соблюдать следующие условия:

1. Не должно быть меньше двух и больше четырех — шести котельных агрегатов (последнее количество относится к чугунным котлам).

2. Как правило, должны устанавливаться однотипные котельные агрегаты с одинаковой производительностью.

3. Изменение загрузки котельных агрегатов для отдельных режимов не должно, по возможности, выходить за пределы номинальной на ±25%.

4. В отопительно-производственных и производственных котельных резервные котельные агрегаты устанавливаются лишь в тех случаях, когда по условиям технологии производства перерыв в снабжении теплом допускать нельзя.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

5. В отопительных котельных резервные котлы не устанавливаются.

6. При малоколеблющейся тепловой нагрузке предпочтение следует отдавать котельным агрегатам с большей единичной производительностью.

При использовании старых конструкций котлов, например при реконструкции котельных, если неизвестна расчетная теплопроизводительность тех или иных котлов, ее можно ориентировочно оценить по величине удельного паросъема:

$\frac{D_н}{H_к}$ *кг/м²·ч* — для паровых котлов и удельного теплосъема;

$\frac{Q}{H_к}$ *ккал/м²·ч* — для водогрейных котлов. Для этого нужно лишь определить поверхность нагрева котла $H_к$ (в *м²*). Значения величин $\frac{D_н}{H_к}$ и $\frac{Q}{H_к}$ приведены в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Ориентировочные значения удельного паросъема и теплосъема для различных типов котлов

Котлы	$D_н/H_к$, *кг/м²·ч*	$Q/H_к$, *ккал/м²·ч*	$D_н/H_к$, *кг/м²·ч*	$Q/H_к$, *ккал/м²·ч*
	Бурый уголь		*Дрова и торф*	
Чугунные:				
с внутренними топками	3—5	2000—3000	5—8	3000—5000
» внешними »	11—14	7000—9000	12—15	8000—10 000
Жаротрубные	8—12	5000—8000	14—25	9000—15 000
Водотрубные и вертикально-цилиндрические	15—25	10 000—15 000	20—30	13 000—20 000
	Антрацит		*Жидкое и газообразное топливо*	
Чугунные:				
с внутренними топками	10—11	6000—7000	11—12	7000—8000
» внешними »	15—18	10 000—12 000	15—20	10 000—13 000
Жаротрубные	14—25	9000—15 000	20—30	13 000—20 000
Водотрубные и вертикально-цилиндрические	20—30	13 000—20 000	25—35	15 000—23 000

Для современных котлов повышенной мощности (ДКВР-20, ПТВМ и т. п.) при механических или камерных топках вне зависимости от рода сжигаемого топлива значения $\frac{D_н}{H_к}$ и $\frac{Q}{H_к}$ могут достигать значительно бо́льших величин: $\frac{Q}{H_к} = 30\,000 \div 35\,000$ *ккал/м²·ч* и соответственно $\frac{D_н}{H_к} = 45 \div 55$ *кг/м²·ч*.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

§ 5. Выбор значений величин теплосъема

Значения величин теплосъема, приведенные в табл. I.5, в некоторых случаях устанавливаются в зависимости от размера топки (например, при простых колосниковых решетках), в большинстве же случаев — по технико-экономическим соображениям.

1. Предположим, что в котельной устанавливают паровые котлы с давлением пара 0,7 *ати* и ниже. Как известно, такие котлы не могут быть оборудованы водяными экономайзерами из-за малого температурного перепада между температурой питательной воды и температурой насыщения. Следовательно, значение коэффициента полезного действия котельной установки будет изменяться главным образом в зависимости от изменения потери тепла с уходящими газами Q_2, которая пропорциональна температуре уходящих газов (в данном случае температуре газов за котлом). Температура же газов за котлом, в свою очередь, изменяется в зависимости от $\frac{D_н}{H_к}$ или $\frac{Q}{H_к}$. Таким образом, вопрос о том, что выгоднее: устанавливать ли лишний котел и тем самым понижать $\frac{D_н}{H_к}$, а следовательно, повышать величину коэффициента полезного действия и уменьшать расход топлива B или, наоборот, уменьшать число котлов, но понижать величину коэффициента полезного действия и увеличивать расход топлива, должен решаться на основании экономических соображений, причем должны быть сопоставлены единовременные затраты с эксплуатационными расходами и выявлены сроки окупаемости установки.

2. В котельной устанавливают паровые котлы повышенного давления, оборудуемые водяными экономайзерами. Как и в ранее рассмотренном случае, если размеры топки, а кроме того, и надежность циркуляции в котле не предопределяют количества снимаемого тепла, основным условием для выбора величины коэффициента полезного действия котельной установки является также температура уходящих газов, причем имеет значение не только температура газов за котлом, но и температура подогреваемой воды. При заданном перепаде температуры подогреваемой воды температура уходящих газов будет тем ниже, чем ниже температура газов за котлом и, следовательно, будет зависеть от $\frac{D_н}{H_к}$ или $\frac{Q}{H_к}$. Наивыгоднейшее значение температуры уходящих газов выявляется при сопоставлении отдельных вариантов и нахождении минимальных сроков окупаемости установки.

3. При установке в котельной водогрейных котлов и водяных экономайзеров соотношение между температурами дымовых газов и подогреваемой воды не регламентируется. Поэтому темпе-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

ратура уходящих газов может падать до весьма низких значений, за исключением тех случаев, когда приходится ограничиваться естественной тягой.

Значение температуры уходящих газов зависит лишь от величины поверхности нагрева котлов (т. е. от $\frac{Q}{H_к}$) и экономайзеров, а также их соотношений. Эти соотношения выбирают сопоставлением вариантов, учитывая стоимость 1 $м^2$ поверхностей нагрева и получаемые при этом гидравлические и аэродинамические сопротивления.

§ 6. Выбор конструкций топок и их размеров

Наметив общее количество и тип устанавливаемых котлов, выбирают в соответствии с родом топлива конструкцию топки и основные ее размеры, т. е. длину зеркала горения l, ширину ее b и высоту топочного пространства h. Затем подсчитывают площадь зеркала горения $R=lb$ (в $м^2$) и объем топочного пространства

$$V_т = hR \quad м^3.$$

Зная размеры топок и тепловые напряжения и принимая значение коэффициента полезного действия котельной установки (с проверкой его в дальнейшем) равным при наличии экономайзеров $\eta=0{,}7 \div 0{,}9$ и без экономайзеров $\eta=0{,}6 \div 0{,}85$, определяют вырабатываемое одним котлом количество тепла по уравнениям

$$Q_к = \frac{Q}{R} R\eta \quad ккал/ч; \tag{I.2}$$

$$Q_к = \frac{Q}{V_т} V_т\eta \quad ккал/ч. \tag{I.3}$$

Нижние пределы значений коэффициента полезного действия относятся к котельным, работающим на низкосортном твердом топливе (бурых углях, торфе и т. п.); верхние пределы — к котельным, работающим на жидком и газообразном топливе.

После деления полученной величины на поверхность нагрева котла находят новое значение отношения $\frac{Q}{H_к}$ или после последующего деления на энтальпию нормального пара (640 *ккал/кг*) — значение отношения $\frac{D_н}{H_к}$. В случае значительных расхождений между принятыми ранее по табл. I.5 и полученными из уравнений (I.2) или (I.3) величинами $\frac{D_н}{H_к}$ и $\frac{Q}{H_к}$ изменяют величину зеркала горения R (в частности, ее длину l) или величину объема топочного пространства $V_т$ (в частности, его высоту h).

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

§ 7 Составление тепловых схем

Принципиальную тепловую схему составляют после того, как определят тепловые нагрузки, установят параметры теплоносителя и выберут тип устанавливаемых котельных агрегатов

В тепловой схеме отображены протекающие в определенной последовательности тепловые процессы, связанные с трансформацией теплоносителя и исходной воды При составлении схемы определяется все необходимое оборудование, участвующее в выработке теплоносителя заданных параметров, и устанавливается взаимосвязь между элементами этого оборудования Наконец, с помощью схемы удается составить необходимые материальные балансы по отдельным статьям расхода и прихода вырабатываемого теплоносителя и исходной воды Тепловая схема представляет собой по существу принятую систему теплоснабжения в целом, а сама схема служит ее наглядной иллюстрацией

Примеры составления тепловой схемы приведены в гл X

§ 8 Выявление технико-экономических показателей

Основные задачи, связанные с установлением технико экономических показателей, можно свести к нахождению оптимального варианта проектного решения и определению себестоимости вырабатываемой 1 *Гкал* тепла или 1 *т* пара

Оптимальный вариант находят в тех случаях, когда техническое решение проекта котельной при заданной производительности и при заданном виде топлива может быть выполнено в нескольких вариантах

Себестоимость вырабатываемого тепла следует определить во всех случаях

I Определение себестоимости вырабатываемого тепла

Себестоимость вырабатываемого тепла находится по выражению

$$a = \frac{\Sigma Э}{Q_{год}} \ руб/Гкал, \qquad (I.4)$$

где $\Sigma Э$ — годовые эксплуатационные затраты в руб,

$Q_{год}$ — годовой отпуск тепла в *Гкал*

Годовой отпуск тепла подсчитывают по графикам расхода тепла, для паровых котельных учитывают тепло возвращаемого конденсата, т е

$$Q_{год} = Q_{граф} - G_{кон}\, t_{кон} \ Гкал/год, \qquad (I\ 5)$$

где $Q_{граф}$ — расход тепла, подсчитанный по графикам,

$G_{кон}$ $t_{кон}$ — количество и температура возвращаемого в течение года конденсата

Годовые эксплуатационные затраты определяют по уравнению

$$\Sigma Э = Э_{топ} + Э_{эл\ эн} + Э_{вод} + Э_{зар} + Э_{амор} + Э_{тек\ рем} + Э_{общ\ расх} \ руб/год, \qquad (I.6)$$

где $Э_{топ}$ — затраты на топливо,

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

$Э_{эл\ эн}$ — затраты на электроэнергию;
$Э_{вод}$ — затраты на используемую воду;
$Э_{зар}$ — затраты на заработную плату;
$Э_{амор}$ — амортизационные отчисления,
$Э_{тек\ рем}$ — затраты на текущий ремонт;
$Э_{общ\ расх}$ — затраты общекотельные и прочие расходы.

Затраты на топливо

$$Э_{топ} = k_{пот}\, B\, n\, h_{год}\, (C_{топ} + C_{тр})\ руб/год, \qquad (I\ 7)$$

где $k_{пот}$ — коэффициент, учитывающий складские, транспортные и прочие потери; принимается равным: при сжигании жидкого и газообразного топлива ~ 1,055, при сжигании твердого топлива ~1.06

B — часовой расход топлива в *т/ч* на один котел при максимальной нагрузке;

n — количество установленных котлов (без резервных);

$h_{год}$ — число часов использования установленной мощности котельной в год; определяется делением годовой выработки тепла на установленную теплопроизводительность котельной;

$C_{топ}$ — стоимость топлива франко-станция (пристань) отправления в *руб/т*;

$C_{тр}$ — стоимость транспортировки топлива со станции (пристани) отправления до котельной в *руб/т*

Стоимость твердого топлива приведена в табл. I 3 и принята по действующим прейскурантам оптовых цен франко-станция (пристань) отправления.

Стоимость жидкого топлива устанавливают в зависимости от поясного деления, она может быть принята по табл. I 6

Таблица I 6

Поясные цены на мазут

Мазут	Поясные цены в *руб/т*		
	I	II	III
Малосернистый . .	25,5	28,5	32,5
Высокосернистый . .	23	26	30

К I поясу относятся. районы Азербайджана, Армении, Грузии, Краснодарского и Ставропольского краев, Куйбышевской обл., Молдавии, районы центральной части Союза, Белоруссия, Украина, Закарпатье, Западный и Южный Казахстан, Прибалтийские республики, Ленинградская и Мурманская области, Карелия, Восточный и Северный Казахстан, Коми АССР Ко II поясу относятся: Иркутская, Кемеровская, Новосибирская области, Красноярский край, Томская и Читинская области. К III поясу относятся: Приморский край, Сахалин, Хабаровский край, Якутская АССР.

Отпускная стоимость газообразного топлива также в зависимости от районов потребления различна и составляет от 14 руб. за 1000 $м^3$ (для Ставропольского и Краснодарского краев) до 24 руб. за 1000 $м^3$ (для Ленинградской области). Для Москвы отпускная стоимость газообразного топлива составляет 15 руб. за 1000 $м^3$.

Стоимость транспортировки топлива зависит от качества топлива, дальности расстояния и способа перевозки. В табл. I.7 и I 8 приводятся некоторые средние данные.

В числителе указана стоимость перевозки твердого топлива, в знаменателе — мазута.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица I.7

Тариф на перевозку угля и мазута по железнодорожным путям

Расстояние в *км*	Стоимость в *руб/т*	Расстояние в *км*	Стоимость в *руб/т*	Расстояние в *км*	Стоимость в *руб/т*
До 50	0,55/1,1	200—300	1,13/1,9	До 1000	2,95/4,2
50—100	0,65/1,3	300—400	1,40/2,3	» 2000	5,17/7,5
100—200	0,88/1,6	400—500	1,62/2,6	» 3000	9,45/10,8

Таблица I.8

Тариф на перевозку угля и мазута автомобильным транспортом

Расстояние в *км*, до	Стоимость в *руб/т*	Расстояние в *км*, до	Стоимость в *руб/т*	Расстояние в *км*, до	Стоимость в *руб/т*
1	0,26/0,43	15	1,06/1,77	30	1,9/3,18
5	0,5/0,83	20	1,29/2,17	40	2,11/3,52
10	0,78/1,32	25	1,43/2,39	50	2,5/4,18

Затраты на потребляемую электроэнергию

$$Э_{эл.эн} = N\, h_{год}\, C_{эл.эн}\ \textit{руб/год}, \qquad (I.8)$$

где N — установленная мощность электродвигателей в *квт*;

$h_{год}$ — число часов использования установленной мощности котельной в году;

$C_{эл\ эн}$ — стоимость электроэнергии за 1 *квт·ч* потребляемой мощности (ориентировочно может быть принята 0,02—0,025 *руб/квт·ч*).

Затраты на используемую воду

$$Э_{вод} = D_{макс}\, h_{год}\, C_{вод}, \qquad (I.9)$$

где $D_{макс}$ — максимальный часовой расход воды, учитывающий питание котлов, подпитку теплосетей, расход на горячее водоснабжение, водоподготовку, прочие технические и хозяйственные нужды и сброс в продувочный колодец, в *т/ч*;

$h_{год}$ — число часов использования установленной мощности котельной в году;

$C_{вод}$ — стоимость 1 $м^3$ добавочной воды (при отсутствии данных заказчика ориентировочно может быть принята 0,03—0,05 *руб/т*).

Затраты на заработную плату

$$Э_{зар} = K_{шт}\, Q_{кот}\, C_{зар}, \qquad (I.10)$$

где $K_{шт}$ — ориентировочный штатный коэффициент, принимаемый по табл. I.9 в зависимости от теплопроизводительности котельной, рода сжигаемого топлива, типа устанавливаемых котлов и степени механизации и автоматизации котельной;

$Q_{кот}$ — теплопроизводительность котельной в *Гкал/ч*;

$C_{зар}$ — среднегодовая зарплата одного человека с соответствующими начислениями; может быть условно принята равной 1000 *руб/год*.

Затраты на амортизационные отчисления

$$Э_{амор} = P_1 C_{стр} + P_2 C_{об}\ \textit{руб/год}, \qquad (I.11)$$

где P_1 — процентные отчисления от стоимости общестроительных работ (принимаются ~3,2%);

$C_{стр}$ — сметная стоимость общестроительных работ в руб.;

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица I.9

Ориентировочные штатные коэффициенты $K_{шт}$ на *Гкал/ч* для различных котельных

Тип устанавливаемого котла	Теплопроизводительность котельной в *Гкал/ч*	Значение штатного коэффициента топлива	
		твердого	жидкого и газообразного
Чугунные секционные	1,5	7,5	7,5
	6	5,5	4,3
Стальные:			
водотрубные (до 10 *т/ч*)	7	4	3,3
	12	2,6	2
	18	1,75	1,3
водотрубные (до 50 *Гкал/ч*)	36	0,9	0,65
	45	0,8	0,6
	90	0,65	0,35
	150	0,5	0,22

P_2 — процентные отчисления от стоимости оборудования с монтажом (в среднем могут быть взяты ~8,2%);

$C_{об}$ — сметная стоимость оборудования и его монтажа в руб.

Сметная стоимость определяется на основании данных сметно-финансовых расчетов. При отсутствии таковых ориентировочно можно использовать данные табл. 1.10 и 1.11.

Затраты на текущий ремонт принимают в размере 20—30% затрат на амортизацию и, следовательно, подсчитывают по выражению

$$Э_{тек.рем} = (0,2 - 0,3)\ Э_{амор}\ \textit{руб/год}. \qquad (I.12)$$

Затраты на общекотельные и прочие расходы принимают в размере 30% суммы амортизационных отчислений, годового фонда зарплаты и затрат на текущий ремонт, т. е.

$$Э_{общ.расх} = 0,3\ (Э_{амор} + Э_{зар} + Э_{тек.рем})\ \textit{руб/год}. \qquad (I.13)$$

II. Выявление оптимального варианта проектного решения

При сравнении вариантов проектных решений по ним определяют как капитальные затраты, так и эксплуатационные расходы. Если капитальные затраты первого варианта $C_I = C_{стр} + C_{об}$ больше капитальных затрат второго $C_{II} = C_{стр} + C_{об}$, а эксплуатационные расходы первого варианта $\Sigma Э_I$, наоборот, меньше эксплуатационных расходов второго варианта $\Sigma Э_{II}$, то выбор оптимального варианта производится по минимальным расчетным затратам.

Расчетные затраты каждого варианта определяются по выражению

$$P = \Sigma Э + E_н C\ \text{руб.}, \qquad (I.14)$$

где $\Sigma Э$ — годовые эксплуатационные расходы в руб.;

$C = C_{стр} + C_{об}$ — капитальные затраты в руб.;

$E_н$ — нормативный коэффициент эффективности.

Нормативный коэффициент эффективности есть величина, обратно пропорциональная сроку окупаемости $T_н$, который для котельных установок равен 7—10 годам.

Таким образом,

$$E_н = \frac{1}{T_н} = 0,14 - 0,1.$$

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица 110

Капитальные затраты на одну котельную (в числителе) и на 1 *Гкал/ч* теплопроизводительности (в знаменателе) в тыс. руб.

Тип котлов	Число котлов в котельной								
	2			3			4		
	топливо								
	газ	мазут	уголь	газ	мазут	уголь	газ	мазут	уголь
ДКВР-20-13	278/8,7	314/9,9	392/16,2	357/7,5	392/8,2	498/13,7	436/6,9	480/7,5	596/12,3
ДКВР-10-13	197/11,6	228/13,4	282/21,7	251/9,8	286/11,2	350/17,9	305/9	340/10	416/16
ДКВР-6,5-13	160/14	189/16,6	228/27,1	203/11,9	234/13,7	281/22,3	246/10,8	277/12,1	334/19,9
ДКВР-4-13	145/21,3	174/25,6	188/38	184/18	213/20,9	234/31,5	223/16,4	252/18,5	280/28,2
ДКВР-2,5-13	136/32,4	165/39,3	168/55,3	170/27	199/31,6	210/46,1	204/24,3	233/27,7	252/41,4
ПТВМ-50	690/6,9	—	—	900/6	—	—	1117/5,6	—	—
ТВГ-8	133/8	—	—	163/6,6	—	—	193/5,8	—	—
ТВГ-4	117/14,8	—	—	141/11,7	—	—	167/10,3	—	—
ВГД-28 8	22,9/23,4	31,9/32,5	31,6/32,7	27,7/18,7	37,25	37,3/25,2	33/16,7	44,5/22,6	43,5/22,1
ТМЗ-1-8	22,8/18,5	32,5/26,4	30,4/24,7	27,6/15	37,9/20,6	36,0/19,6	32,9/13,4	45,8/18,6	42,1/17,1
ТМЗ-0,4-8	20,9/42,6	28,8/58,8	27,3/56,7	25,1/33,9	33,1/44,7	31,8/43,6	29,8/30,4	39,4/40,2	36,8/37,5
ММЗ-0,8-8	22,8/23,3	31,5/32,1	29/29,6	27,6/18,6	36,5/24,8	33,9/23	32,8/16,6	43,8/22,2	39,3/19,9
КВ-ГМ-20	—	—	—	639/10,5		—	—	—	—
КВ-ГМ-30	—	—	—	809/9		—	—	—	—

Примечание. В капитальные затраты не включена стоимость внутриплощадочных устройств и внешних коммуникаций

Электронная библиотека http: tgy.khstu.ru

Таблица I.11

Структура капитальных затрат в %

Тип котлов	Топливо					
	газ и мазут			уголь		
	строительные работы	монтаж	оборудование	строительные работы	монтаж	оборудование
ДКВР-20	36	17	47	41	15	44
ДКВР-10, ДКВР-6,5	42	19	39	46	13	41
ДКВР-4, ДКВР-2,5	42	21	37	45	17	38
ПТВМ-50	56	18	26	—	—	—
ТВГ-8	45	20	35	—	—	—
ТВГ-4	48	19	33	—	—	—
ВГД, ММЗ и ТМЗ	54	18	28	54	18	28
КВ-ГМ-20, КВ-ГМ-30	65	35		—	—	—

Глава II

КОНСТРУКЦИИ КОТЛОВ И ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ, УСТАНАВЛИВАЕМЫХ В ОТОПИТЕЛЬНО-ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ

В табл. I.11 приводится структура капитальных затрат в %, с помощью которых можно определить затраты на амортизационные отчисления (1.11).

В отопительно-производственных котельных установках применяют как чугунные, так и стальные котлы.

Когда тепловые нагрузки невелики и не превышают на один котел 1 000 000—1 200 000 *ккал/ч* и если при этом давление вырабатываемого пара и температура нагреваемой воды соответственно $P \leqslant 0{,}7$ *ати* и $t''_к \leqslant 115°C$, то устанавливают чугунные котлы, а во всех остальных случаях — стальные котлы.

§ 9. Чугунные котлы

В настоящее время чугунные котлы измеряются теплотехническим показателем — квадратным метром условной поверхности нагрева (1 $м^2$ УПН). Квадратный метр условной поверхности нагрева — величина такой поверхности нагрева чугунного секционного котла, которая при работе с ручными топками на сортированном антраците и тепловом напряжении зеркала горения, равном 500 000 *ккал/м²*, дает 10 000 *ккал/ч* тепла при значении коэффициента полезного действия не ниже 70%. В дальнейшем предполагается определять размеры котлов по номинальной их теплопроизводительности.

Выпускаемые нашей промышленностью чугунные секционные

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

котлы предназначаются в основном для сжигания сортированного твердого топлива на колосниковых решетках с ручным обслуживанием, но которые при необходимости можно приспособить для сжигания газообразного и жидкого топлива.

Эти котлы имеют два основных типа: малометражные котлы с внутренними топками для поквартирного отопления размером от 1 до 4 $м^2$ УПН и котлы шатрового типа для установки во встроенных и отдельно стоящих отопительных котельных с условной поверхностью нагрева котлов от 7 до 156 $м^2$.

В свою очередь, котлы шатрового типа в зависимости от их теплопроизводительности и условной поверхности нагрева подразделяются на котлы: КЧ-1 с поверхностью нагрева 7—20 $м^2$, КЧ-2—28—112 $м^2$ УПН («Универсал-5», «Универсал-6» и «Универсал-6м»), КЧ-3—56—156 $м^2$ УПН («Энергия-3», «Энергия-6», «Тула-1» и АВ-2).

Межниппельное расстояние секций зависит от типа котла: для малометражных котлов и котлов КЧ-1 равно 890 *мм*, для КЧ-2—1100 *мм* и для КЧ-3 —1330 *мм*.

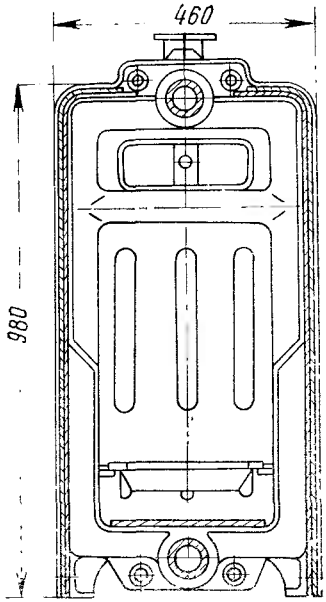


Рис. II.1. Чугунный котел конструкции ВНИИСТО-Мч

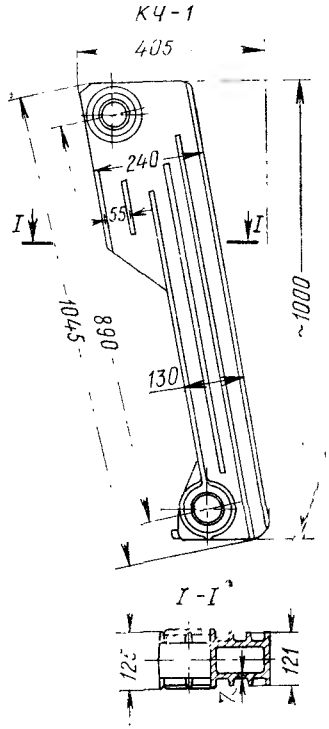


Рис. II.2. Средняя секция котла конструкции КЧ-I

Малометражный котел ВНИИСТО-Мч (рис. II.1) рассчитан на рабочее давление 2 *ати* и температуру воды до 95°; поставляется в собранном виде, в металлическом кожухе. Устанавлива-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

ется котел в нежилых помещениях на листе стали по войлоку, смоченному в глине, или на кирпичной подстилке. Котел имеет один выходящий поток дымовых газов, удаляемых сверху через патрубок, присоединяемый к дымоходу. В качестве парового котел не используется. Расчетная теплопроизводительность данных котлов находится в пределах 10 000—42 000 *ккал/ч*. Рекомендуемый теплосъем в среднем может быть принят в пределах $\frac{Q}{H_к} = 8000 \div 10\,000$ *ккал/м²·ч* при значении коэффициента полезного действия $\eta = 0{,}7$.

Котел КЧ-1 шатрового типа самый небольшой по теплопроизводительности (естественно, и по габаритам) поставляется в виде отдельных секций и выпускается только как водогрейный. Однако с паросборником, изготовленный по чертежам ВНИИСТ,

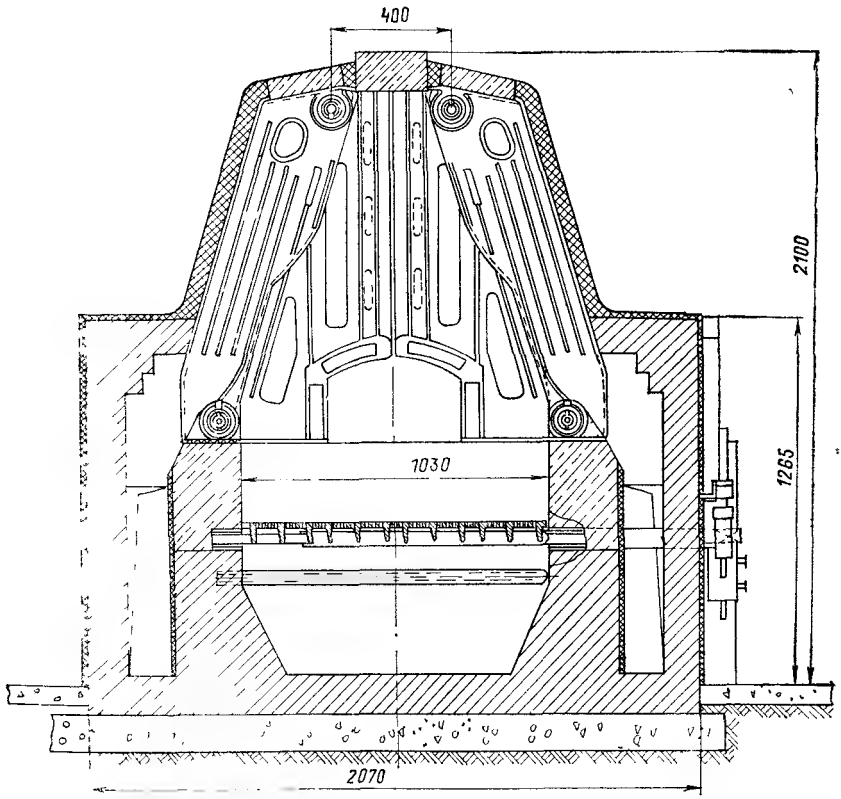


Рис II 3 Чугунный котел конструкции «Универсал-6м»

может работать в качестве парового. Котел предназначен для отопления отдельных зданий, и его можно расположить в подвалах Расчетная теплопроизводительность котлов этого вида в

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

зависимости от типоразмера и рода сжигаемого топлива колеблется в пределах 75 000—170 000 *ккал/ч*, при среднем рекомендуемом теплосъеме $\frac{Q}{H_к} = 10\,000 \div 12\,000$ *ккал/м²·ч*. Средняя секция подобного котла показана на рис. II.2.

Котлы КЧ-2 («Универсал-5», «Универсал-6» и «Универсал 6м») предназначены для отопления группы зданий. Их расчетная теплопроизводительность колеблется в диапазоне 150 000—600 000 *ккал/ч* при среднем теплосъеме $\frac{Q}{H_к} = 11\,000 \div 12\,000$ *ккал/м²·ч*. По своим размерам и расстоянию между ниппельными отверстиями (равному 1100 *мм*) они относятся к котлам шатрового типа средней величины. Котлы также поставляются отдельными секциями и без барабанов паросборников. Последние должны изготовляться по специальным чертежам. Котел «Универсал-6м» — модернизированная конструкция котла «Универсал-6» (рис. II.3). В нем сделан более плавным вылет топочной части секции и увеличена ее прочность. Кроме того, иначе расположены колосники (вдоль оси котла), и один из рядов выполнен опрокидным. Наконец, расширена и доведена до 1030 *мм* колосниковая решетка (рис. II 3).

Московский завод им. Войкова поставляет эти котлы не только как водогрейные. В сочетании с барабанами-паросборниками и как паровые.

Котлы КЧ-3 («Энергия-3», «Энергия-6», «Тула-1» и АВ-2) относятся к группе котлов наиболее мощных, теплопроизводительность которых доходит до 700 000 *ккал/ч* (при среднем расчетном теплосъеме $\frac{Q}{H_к} - 10\,000 \div 12\,000$ *ккал/м²·ч*), и предназначены для использования в групповых котельных. Котлы «Энергия-3» и «Энергия-6» собираются только из средних секций, а вместо лобовых (или крайних) секций устанавливаются перевернутые средние.

Котел «Тула-1» собирается тоже из средних секций, но вместо лобовых или перевернутых секций ограждается кирпичными стенками. Котел АВ-2 выполняется как со средними, так и с лобовыми (крайними) секциями. Все эти котлы поставляются отдельными секциями и как водогрейные. Паросборники заводами-изготовителями не поставляются. Средние секции котлов типа КЧ-3 показаны на рис II.4.

Приведенные значения средних теплосъемов характеризуют отдельные конструкции лишь ориентировочно, а для точного расчета их следует принимать по каталожным или паспортным данным.

В табл. II.1 даны некоторые технические характеристики рассмотренных котлов.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

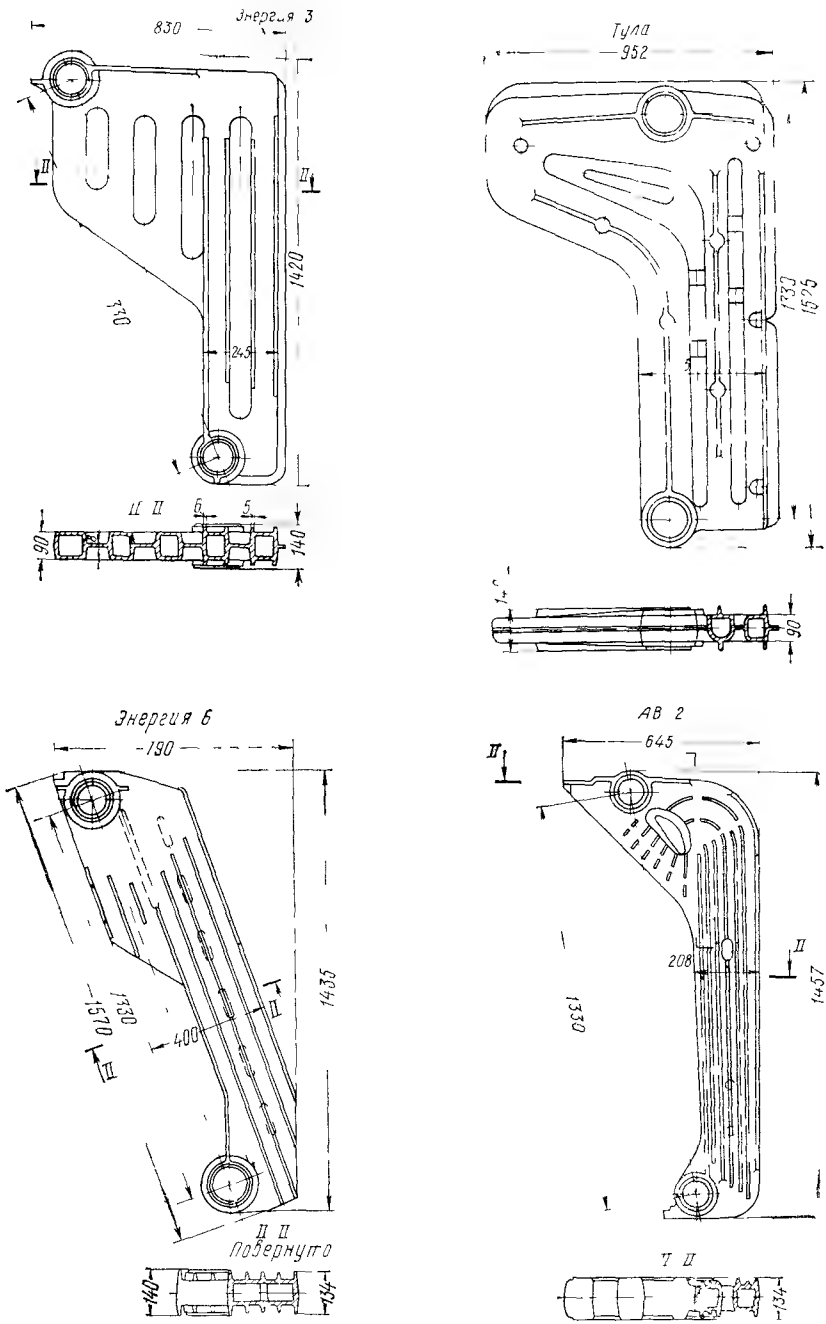


Рис II 4 Средние секции котлов типа КЧ-3

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица II.1

Некоторые технические характеристики современных чугунных котлов

Тип котла	Типоразмеры в $\frac{м^2}{УПН}$	Ширина колосниковой решетки в *мм*	Строительные размеры в *мм*		
			длина	ширина	высота
ВНИИСТО-Мч	1,18; 1,5; 1,82, 2,14, 2,46; 2,78, 3,1; 3,42; 3,74	215	320—960	460	1090
КЧ-1	$\frac{8,4}{12,6}$; $\frac{11,2}{16,8}$; $\frac{14}{21}$	530	890, 1145, 1400	1610	1950
«Универсал-5»	$\frac{15,2}{26,1}$; $\frac{19,68}{33,8}$; $\frac{24,16}{49,2}$; $\frac{28,64}{49,2}$; $\frac{33,12}{56,9}$; $\frac{37,6}{64,6}$; $\frac{42,68}{72,4}$	890	985—2485	2060	1910
«Универсал-6»	$\frac{19,8}{36}$; $\frac{24,2}{44}$; $\frac{28,6}{52}$; $\frac{33}{60}$; $\frac{37,4}{68}$; $\frac{41,8}{76}$; $\frac{46,2}{84}$	896	1115—2615	1966	2030, 2465
«Универсал-6м»	$\frac{22,4}{44}$; $\frac{33}{60}$; $\frac{41,8}{76}$	1030	1084, 1622, 2160	2070	2100, 2470
«Энергия-3»	$\frac{36,8}{48,9}$; $\frac{55,2}{73,4}$; $\frac{73,6}{97,9}$	1295	1814, 2342, 2870	2945	2870, 2430
«Тула-1»	$\frac{43,2}{57}$; $\frac{59,4}{78,4}$; $\frac{81}{106,9}$	1300	1710, 2250, 2785	2930	2930
«Энергия-6»	$\frac{27,9}{56}$; $\frac{40,3}{81}$; $\frac{52,7}{105}$	1300	1689, 2217, 2745	2460	2390, 2770
АБ-2	$\frac{19,96}{32,4}$; $\frac{25,5}{41,3}$; $\frac{31}{50,2}$; $\frac{36,5}{59,2}$; $\frac{42}{68}$; $\frac{47,5}{77}$	808	1280—2640	1750	2140

§ 10. Стальные паровые котлы

Стальные котлы устанавливают в отопительных и отопительно-производственных котельных, когда чугунные котлы ни по своей мощности, ни по своему давлению не могут обеспечить потребителей тепла. Стальные котлы также подразделяются на водогрейные и паровые, но по сравнению с чугунными различие в их конструкциях более существенно и не ограничивается лишь только применением барабана-паросборника.

Если почти всякий паровой котел (с известными переустройствами) можно приспособить к работе в качестве водогрейного, то значительно сложнее, а подчас и невозможно приспособить водогрейный котел к работе в качестве парового. Применяемые в отопительно-производственных котельных паровые котлы — это главным образом котлы с естественной циркуляцией, т. е. барабанные котлы. Эти котлы состоят из системы труб и барабанов.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Основные элементы, наиболее сложные и дорогие, в таких котлах — барабаны. Водогрейные же котлы (за исключением жаротрубных) в барабанах не нуждаются и конструируются только из труб, объединенных в пакеты или змеевики различной конфигурации, их стоимость значительно ниже паровых. В системах теплоснабжения, в которых отсутствуют потребители пара, следует устанавливать водогрейные котлы. Паровые котлы для водонагрева применяют лишь при отсутствии водогрейных котлов

Паровые стальные котлы, применяемые в отопительно-производственной практике, подразделяются на горизонтально-водотрубные, вертикально-цилиндрические и вертикально-водотрубные. Горизонтально-водотрубные котлы теперь не изготовляются, они сохранились лишь в старых котельных, и с ними приходится иметь дело при реконструкции котельных.

Вертикально-цилиндрические котлы ММЗ, ТМЗ и ВГД заменяются более совершенными котлами МЗК

Котлы МЗК (рис. II 5), разработанные ЦКТИ им. Ползунова, имеют два типоразмера с соответствующей производительностью 0,4 и 1 *т/ч* насыщенного пара при рабочем давлении $P = 8$ *ати* и предназначены для замены перечисленных вертикально-цилиндрических котлов. Для сжигания газообразного топлива котлы полностью автоматизированы. Котел МЗК состоит из двух вертикально расположенных концентрических обечаек, межкольцевое пространство которых перегорожено двумя горизонтальными (верхней *1* и нижней *2*) перегородками. В эти перегородки вварено три ряда вертикальных труб *3* диаметром 51/2,5 *мм* и длиной 850 *мм*. Топочная камера — внутренний цилиндр, представляющий собой вертикальную жаровую трубу. Газовая горелка *4* с завихрителем *5* и вентилятором *6* расположена с фронта котла. Дымовые газы из средней части жаровой трубы через специальный в ней вырез-горловину *7* попадают в среднее по высоте межкольцевое пространство котла и поперечным потоком омывают вертикально расположенные кипятильные трубы, а затем через боковое отверстие *8* удаляются с помощью патрубка *9* и дымососа *10* в дымовую трубу. На фланце *11* устанавливается взрывной клапан. Поверхность нагрева котлов в зависимости от производительности равна $H_к = 10$ *м*^{2} и $H_к = 30$ *м*^{2} (последний и приведен на рис. II.5).

Вертикально-водотрубные котлы. Вертикально-водотрубные котлы, используемые для отопительно-производственных целей, ограничиваются как по производительности, так и по рабочим параметрам (давлению и температуре).

Паропроизводительность этих котлов по ГОСТ 3619—69 не должна превышать 75 *т/ч* при рабочем давлении вырабатываемого насыщенного пара 13 *ати*. Из всех существующих конструкций вертикально-водотрубных котлов наибольшее распространение получили котлы ДКВР с паропроизводительностью до

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

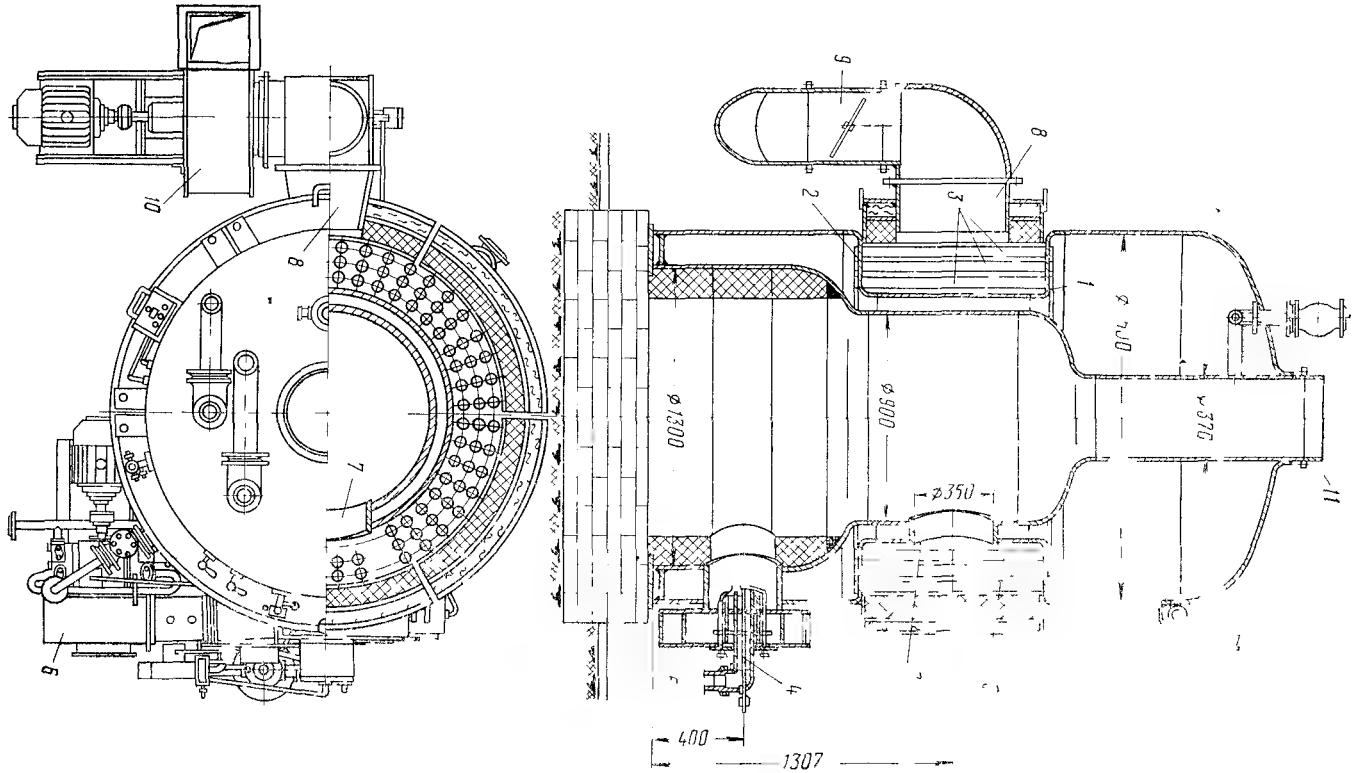


Рис II 5 Вертикально цилиндрический котел конструкции МЗК

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

20 *т/ч*. Это единственные котлы, которые изготовляются серийно. В последние годы разработан еще один типоразмер этих котлов ДКВР-35, но серийный выпуск их пока не освоен.

Котлы ДКВР. Стационарные паровые котлы ДКВР (двухбарабанные котлы водотрубные реконструированные) разработаны ЦКТИ им. Ползунова совместно с Бийским котельным заводом. Котлы были разработаны в 40-х годах, а с 50-го года начался их поточно-серийный выпуск под маркой ДКВ. Впоследствии, в процессе изготовления и эксплуатации, эти котлы подверглись некоторым изменениям (сокращена длина топки, уменьшены шаги труб кипятильного пучка и т. п.) и с 1958 г. выпускаются под маркой ДКВР. Эти котлы предназначены не только для отопительно-производственных целей и при давлении 39 *ати* могут быть использованы в небольших энергетических установках.

Типоразмеры выпускаемых котлов ДКВР приведены в табл. II.2. Котлы типа ДКВР имеют два барабана: верхний (длинный или короткий) и нижний (только короткий), а также экранированную топочную камеру. Трубы боковых экранов в котлах паропроизводительностью до 10 *т/ч* и при давлении 13 и 23 *ати* верхними концами завальцованы в верхнем барабане, а в котлах производительностью 10, 20 и 35 *т/ч* с короткими барабанами приварены к верхним коллекторам. Нижние концы экранных труб всех котлов приварены к нижним коллекторам. У котлов производительностью 10 *т/ч* с длинным барабаном экранированы также фронтовая и задняя стенки топки. Продольно расположенные барабаны соединены развальцованными в них гнутыми кипятильными трубами, образующими конвективный котельный пучок.

Перед котельным пучком котлов производительностью до 10 *т/ч* расположена топочная камера, которая для уменьшения потерь с уносом и химическим недожогом делится кирпичной шамотной перегородкой на две части: собственно топку и камеру

Типоразмеры котлов ДКВР и их основные параметры

Таблица II2

Паропроизводительность в *т/ч*	Избыточное давление пара в *ати*					
	13		23		39	
	насыщенный	перегретый (250°С)	насыщенный	перегретый (370°С)	насыщенный	перегретый (440°С)
2,5	ДКВР-2,5-13	–	–	–	–	–
4	ДКВР-4-13	ДКВР-4-13	–	–	–	–
6,5	ДКВР-6,5-13	ДКВР-6,5-13	ДКВР-6,5-23	ДКВР-6,5-23	–	–
10	ДКВР-10-13	ДКВР-10-13	ДКВР-10-23	ДКВР-10-23	ДКВР-10-39	ДКВР-10-39
20	ДКВР-20-13	ДКВР-20-13	ДКВР-20-23	ДКВР-20-23	–	–
35	–	ДКВР-35-13	–	–	–	ДКВР-35-39

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

догорания. Между первым и вторым рядами труб котельного пучка устанавливается шамотная перегородка, отделяющая кипятильный пучок от камеры догорания. Таким образом, первый ряд труб котельного пучка — задний экран камеры догорания. Внутри котельного пучка чугунная перегородка делит его на первый и второй газоходы. Выход газов из камеры догорания и из котла асимметричен. При наличии пароперегревателя часть кипятильных труб не устанавливается, пароперегреватель размещается в первом газоходе после второго и третьего ряда кипятильных труб. Вода в трубы боковых экранов котлов производительностью до 10 *т/ч* поступает одновременно из верхнего и нижнего барабанов. Вода в трубы фронтовых экранов поступает только из верхнего барабана, а в трубы задних экранов — из нижнего. В котлах с короткими верхними барабанами применено двухступенчатое испарение и установлены выносные циклоны.

Для всей серии котлов экраны и котельные пучки выполняются из стальных бесшовных труб диаметром 51 *мм* и толщиной стенки 2,5 *мм*. Боковые экраны выполнены с шагом 80 *мм*; в котлах с фронтовым и задним экраном шаг труб принят 130 *мм*. В кипятильных пучках трубы расположены в коридорном порядке с шагом 100 *мм* вдоль оси и 110 *мм* поперек оси котлов

Ширина конвективного пучка котлов производительностью 2,5 и 4 *т/ч* — 2180 *мм*; производительностью 6,5 и 10 *т/ч* — 2810 *мм*.

Котлы производительностью 2,5—6,5 *т/ч* выполняются в низкой компоновке и могут поставляться в виде одного транспортабельного блока с облегченной обмуровкой и обшивкой. При установке котлов в тяжелой обмуровке заводом поставляется смонтированная металлическая часть котла (барабаны, трубная система и опорная рама). Котел ДКВР-6,5 с газомазутной топкой показан на рис. II.6. Тяжелая обмуровка выполняется толщиной 510 *мм* (два кирпича), за исключением задней стенки толщиной 380 *мм* (1,5 кирпича). Тяжелая обмуровка состоит из красного и шамотного кирпича. Последним футеруются стены топки и первого газохода. Котлы ДКВР-10 при наличии верхнего длинного барабана устанавливаются только в высокой компоновке, а при укороченном барабане — только в низкой.

При сжигании мазута и газа значительно меньше избытки воздуха, чем при сжигании твердого топлива, поэтому уменьшаются объемы продуктов сгорания, проходящих через котел, что позволяет повысить паропроизводительность котлов на 40—50%.

Однако при этом должны быть выполнены условия, препятствующие повышению температуры стенки барабанов. В частности, необходимо обеспечивать тщательную подготовку питательной воды (для снижения накипеобразования) и надежно изолировать обогреваемую поверхность верхних барабанов в топке и камере догорания.

Последнее мероприятие в условиях высоких температур часто желательного эффекта не дает. Поэтому сокращение длины ба-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

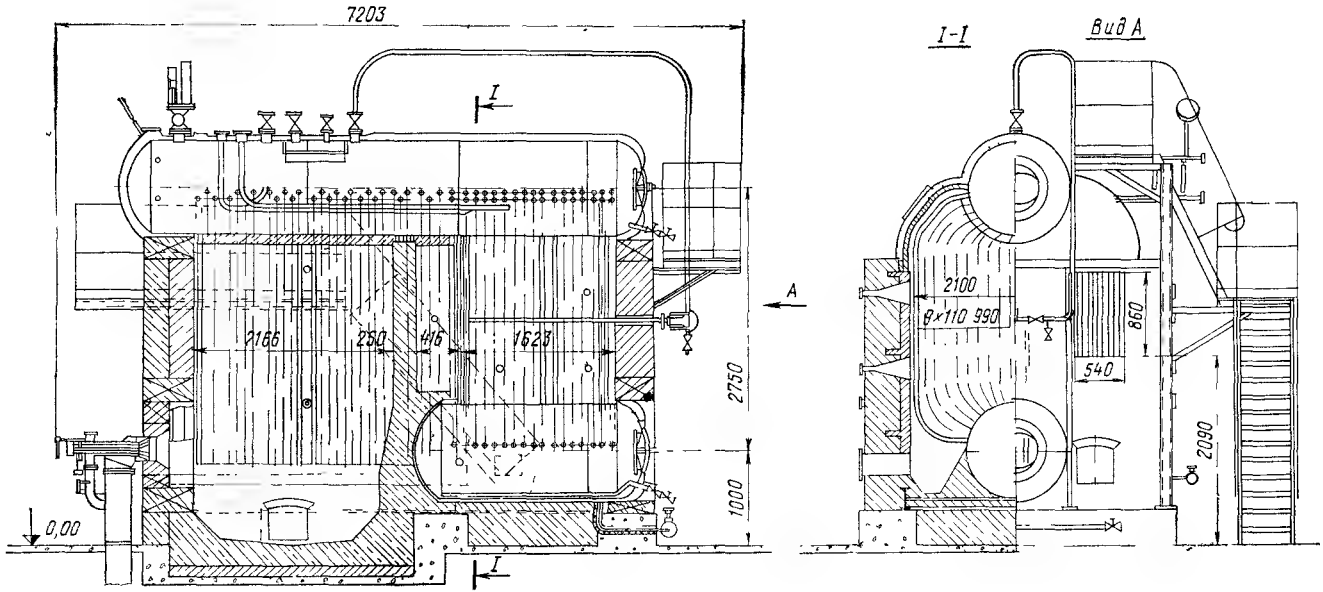


Рис II 6 Вертикально водотрубный котел конструкции ДКВР-6,5

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

рабана, а главное, то, что его стали размещать вне топочной камеры в сочетании с выносными циклонами, сделало работу котлов более надежной, появились котлы с укороченными барабанами и полностью экранированными топочными устройствами

На рис II 7 показана циркуляционная схема котла ДКВР-10 с укороченным верхним барабаном (в низкой компоновке), выносными циклонами, экранными поверхностями и включением их в общую систему циркуляции котла

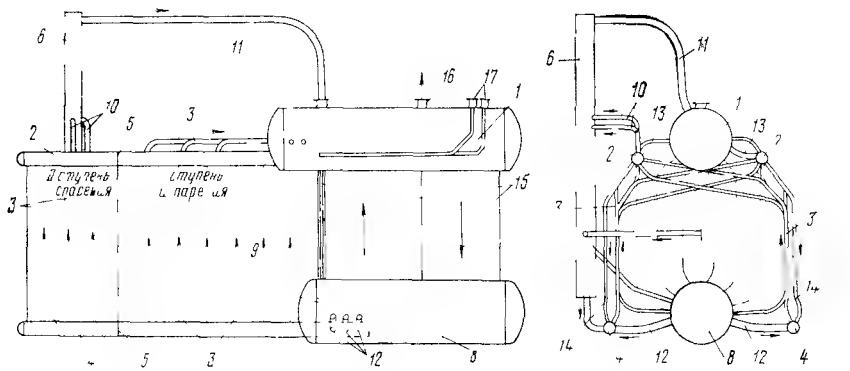


Рис II 7 Общая схема циркуляции котла ДКВР-10

Верхний барабан *1* в области топочной камеры заменен двумя коллекторами *2* экранов *3* Во *II* ступень испарения выделены передние части обоих боковых экранов путем установки в верхних *2* и нижних коллекторах *4* перегородок *5* Питание экранов *II* ступени испарения осуществляется из двух выносных циклонов *6* через опускные трубы *7*, соединенные с нижними коллекторами *4* экранов *3* Подпитка циклонов ведется из нижнего барабана *8* по трубам *9* Пароводяная смесь из труб экранов поступает в переднюю часть верхних коллекторов *2*, откуда по трубам *10* направляется в выносные циклоны *6* После отделения воды пар отводится по трубам *11* в барабан *1*, а вода идет в опускные трубы циклонов Питание экранов *I* ступени испарения происходит через трубы *12*, приваренные к нижнему барабану и нижним коллекторам экранов Пароводяная смесь из экранов этой ступени испарения отводится по трубам *13* в верхний барабан Из-за небольшой высоты контуров у всех экранов обеих ступеней испарения имеются рециркуляционные трубы *14*

Питательными трубами кипятильного пучка *15* служат последние обогреваемые ряды Пар отбирается через штуцер *16* Питательная вода поступает в барабан по трубам *17* Непрерывная продувка котла осуществляется только из циклонов, периодическая же — из верхнего и нижнего барабанов, сборных экранных коллекторов и из низа выносных циклонов

Котлы ДКВР-20 и ДКВР-35 по своей конфигурации несколь-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

ко отличаются от остальных котлов. Топочные камеры их полностью экранированы; котлы ДКВР-20 имеют фронтовой, боковые (перекрещивающиеся на потолке) и задний экраны; котлы ДКВР-35 — фронтовой, переходящий в потолочный, боковые, состоящие из вертикальных трубчатых панелей, и задний, образующий в верхней части фестон-экраны.

Котлы имеют конвективные пучки пролетного типа, т. е. омываются одним, не меняющим своего направления, потоком дымовых газов. В котлах ДКВР-20 первая по ходу газов часть пучка состоит по ширине из 22 рядов труб с коридорами шириной 300 *мм* по краям (т. е. так, как это выполнено в котлах ДКВР-6,5 и ДКВР-10) и равна 2750 *мм*, а вторая часть состоит из 20 рядов труб без коридоров (т. е. так, как выполнено в котлах ДКВР-2,5 и ДКВР-4) и равна 2150 *мм*.

Обе части имеют коридорное расположение труб с теми же шагами, что и у всех остальных котлов. Для снижения температуры уходящих газов в первой части пучка, за шестым рядом труб, устанавливаются шамотные перегородки, перекрывающие боковые коридоры.

В котлах ДКВР-35 как первая, так и вторая части пучков выполняются одной и той же ширины, но первая имеет шахматное расположение труб (с шагами $S_1=220$ *мм* и $S_2=75$ *мм*), а вторая — коридорное (с шагами $S_1=S_2=110$ *мм*). Конструкция котла ДКВР-20-13 в комбинации с газомазутной топкой показана на рис. II.8.

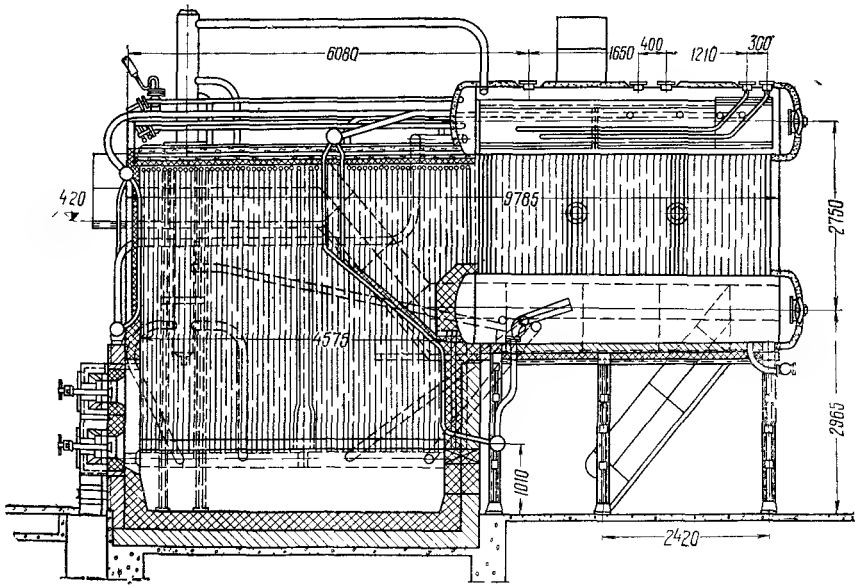


Рис. II 8. Вертикально-водотрубный котел конструкции ДКВР 20-13 с топкой для газа и мазута

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица 11.3

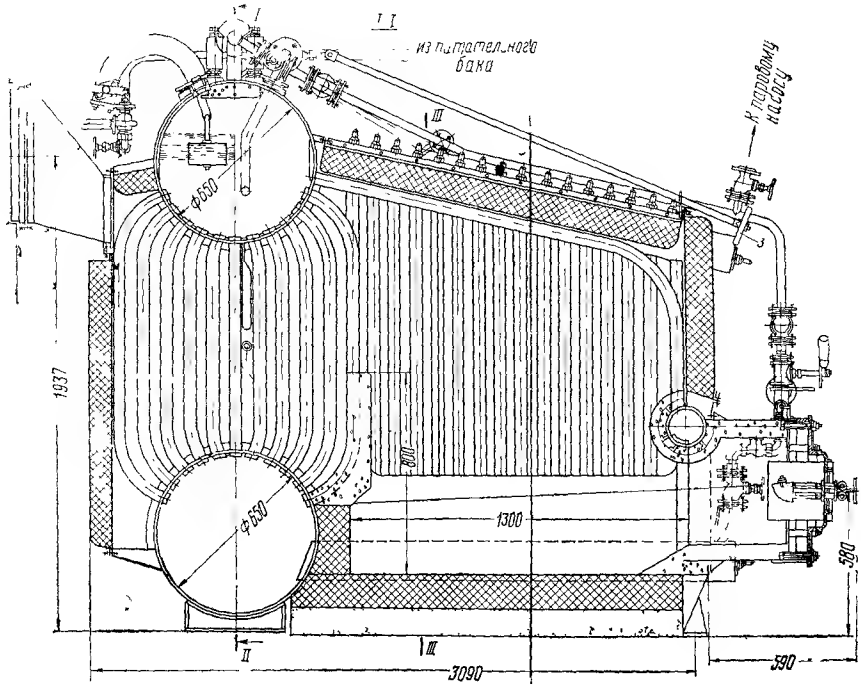
Основные характеристики котлов ДКВР

Параметры	Обозначения	ДКВР-2,5-13	ДКВР-4-13	ДКВР-4-13-250	ДКВР-6,5-13; ДКВР-6,5-23	ДКВР-6,5-13-250; ДКВР-6,5-23-370	ДКВР-10-13; ДКВР-10-23	ДКВР-10-13-250; ДКВР-10-23-370	ДКВР-20-13; ДКВР-20-23	ДКВР-20-13-250	ДКВР-35-13-250	ДКВР-35-39-440
Паропроизводительность в *т/ч*	D	2,5	4	4	6,5	6,5	10	10	20	20	35	35
Теплопроизводительность в *Гкал/ч*	Q	1,5	2,5	2,5	4	4	6,5	6,5	14	14	20	20
Рабочее давление в *кгс/см²*	P	13	13	13	13/23	13/23	13/23	13/23	13/23	13	13	39
Температура перегретого пара в °С	$t_{пер}$	Насыщенный		250	Насыщенный	250/370	Насыщенный	250/370	Насыщенный	250	250	440
Поверхность нагрева экранов в *м²*	$H_л$	16,7	21	21	27	27	37	37	59,7	59,7	86	90
То же, пучка в *м²*	$H_к$	58	99	88	171	151	227	202	301	284	400	383
Общая поверхность котла в *м²*	H	74,5	120	109	198	178	264	239	360,7	343,7	486	473
Поверхность пароперегревателя в *м²*	$H_{пер}$	[illegible]	—	8,5	—	10,6	—	17,1	—	34	43	119
Водяной объем котла в *м³*	$V_в$	3,92	5,28	5,28	7,38	7,38	9,04	9,04	10,5	10,5	15	15
Паровой объем котла в *м³*	$V_п$	1,5	1,98	1,98	2,43	2,43	2,56	2,56	1,8	1,8	2,8	2,8
Диаметр экранных и кипятильных труб в *мм*	$d_э$	—	—	—	51×2,5		—	—	—	—	—	—
Диаметр труб пароперегревателей в *мм*	$d_{пер}$	—	—	—	—	—	32×3		—	—	—	—
Диаметр передних опускных труб в *мм*	$d_{оп}$	127×4	140×4,5		159×4,5		—	159×4,5		—	—	—
Шаг труб боковых экранов в *мм*	$S_б$	—	—	—	80		—	—	—	—		80
Шаг труб фронтовых и задних экранов в *мм*	$S_ф$	—	—	—	—	—	—	130	—	—	—	—

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Продольный шаг труб кипятильного пучка (по оси барабана) в *мм*	S_1	—	—	—	100		—	—	—	100	220	110
Поперечный шаг труб кипятильного пучка (по ширине котла) в *мм*	S_2	—	—	—	110	—	—	—	—	110	75	110
Общее количество труб кипятильного пучка в шт. . .	n	220	340	313	528	185	616	557	872	798	1190	1090
Размеры окон в перегородках газоходов котлов:												
вход в котельный пучок в *м*:												
ширина / средняя высота	—	0,575 / 2,5	0,65 / 2,48	—	0,895 / 2,48	—	0,97 / 2,5	—	—	—	—	—
Перегородка в середине газохода в *м*:												
ширина / средняя высота	—	0,49 / 2,48	0,56 / 2,47	—	—0,87 / 2,47	—	0,87 / 2,47	—	—	—	—	—
выход из котельного пучка в *м*:												
ширина / средняя высота	—	0,54 / 2,49	0,54 / 2,49	—	0,565 / 2,33	—	0,8 / 2,45	—	—	—	—	—
Внешние размеры котлов в *мм*:												
ширина в тяжелой обмуровке	—	3200	3200	3200	3830	3830	3830	3830	—	—	—	—
ширина в облегченной обмуровке	—	2430	2430	2430	3100	3100	—	—	3160	3160	3650	3650
длина в тяжелой обмуровке	—	4120	5410	5410	6526	6520	6860	6860	—	—	—	—
длина в облегченной обмуровке	—	3645	5020	5020	6370	6370	—	—	10 665	10 665	13 800	13 800
высота до штуцера на верхнем барабане . . .	—	4343	4343	4343	4343	4343	6315	6315	6330	6360	7663	7663

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru



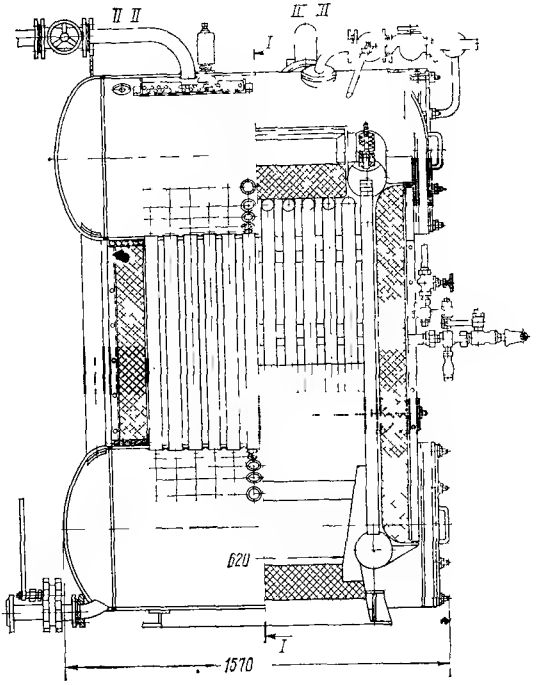
Все описанные выше котлы поставляются в комбинации с различными видами топочных устройств (см. ниже), а их основные характеристики приводятся в табл. II.3.

Котлы серии Е-1/9 (рис. II.9), недавно разработанные МОЦКТИ, — самые маломощные из всех существующих типов вертикально-водотрубных котлов. Котлы паропроизводительностью 1 *т/ч* вырабатывают насыщенный пар с рабочим давлением 9 *ата* и предназначены для сжигания твердого топлива, мазута и газа. Котел состит из двух барабанов (верхнего и нижнего), расположенных на одной вертикальной оси, конвективного пучка и топочного экрана, выполненных из труб одного и того же диаметра (51×2,5 *мм*). Расположение труб конвективного пакета коридорное с поперечным шагом 80 *мм* и продольным 94 *мм*; омывание труб газовым потоком поперечное. Для обеспечения надлежащих скоростей газового потока конвективный пучок разделен металлической перегородкой.

Топочный экран включен в циркуляционный контур котла посредством четырех боковых и одного фронтового коллектора. При сжигании твердого топлива котел оборудуется ручной колосниковой решеткой с опрокидными колосниками. При сжигании мазута используется ротационная форсунка. Котел поставляется в облегченной обмуровке с обшивкой в собранном виде.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Рис II 9 Котел серии Е-1/9 вертикально водотрубный



§ 11. Стальные водогрейные котлы

Для теплоснабжения стальные водогрейные котлы широко применяют сравнительно недавно Это и понятно, так как примерно до 1950 г отопительные котельные, в которых устанавливались чугунные котлы, имели сравнительно небольшую теплопроизводительность (до 3—5 *Гкал/ч*) Широкий размах жилищного строительства потребовал новых решений в области систем теплоснабжения с точки зрения как повышения качества, так и увеличения их мощности Для теплоснабжения потребовалась вода, нагретая до 150°С. Экономически стали выгодными укрупненные котельные с теплопроизводительностью до 150 *Гкал/ч* и выше.

Естественно, что для новых целей чугунные котлы уже не годились На первых порах, в связи с отсутствием стальных водогрейных котлов промышленного изготовления, в новых котельных устанавливали промышленные паровые котлы, а воду подогревали в пароводонагревателях. Подобные котельные, отличавшиеся большей сложностью и стоимостью по сравнению с чисто водогрейными котельными, были достаточно распространены.

В 1966 г. разработали и утвердили шкалу теплопроизводительностей водогрейных котлов· 4, 6,5, 10, 20; 30, 50 100 и

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

180 *Гкал/ч* и поручили Дорогобужскому котельному заводу приступить к выпуску серии унифицированных котлов типа КВ. Их выпуск начался в 1970 г.

Водогрейные котлы серии КВ. Стальные водогрейные прямоточные котлы унифицированной серии КВ предназначены для установки в отопительных котельных как при сжигании газа и мазута (тип КВ-ГМ), так и при сжигании твердого топлива в слое (тип КВ-ТС). Котлы обеспечивают подогрев воды до 150—200°С с разностью температур на входе и выходе 80°С. Диапазон регулирования нагрузки может меняться в пределах 20—100%. Коэффициент полезного действия при работе на мазуте и газе составляет соответственно 88 и 90%, при работе на твердых топливах — 79—82%.

Температура уходящих газов с незначительными изменениями для всей серии составляет при сжигании газа $\vartheta_{ух} = 190°С$, при сжигании мазута и твердого топлива $\vartheta_{ух} = 230°С$.

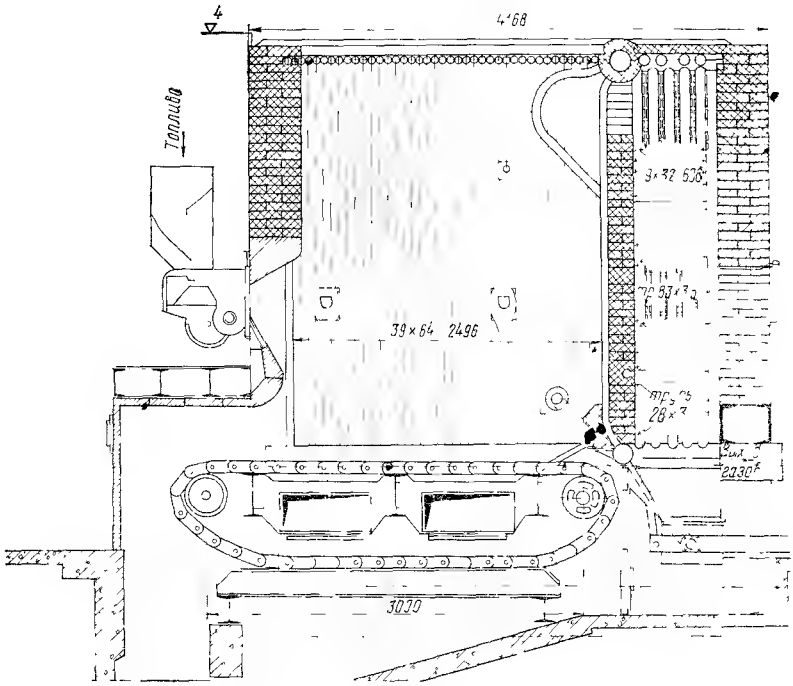


Рис II 10 Водогрейный котел типа КВ-ТС-4

Как газомазутные, так и котлы для твердого топлива любой теплопроизводительности собираются из однотипных элементов. Топочные устройства котлов теплопроизводительностью 4 и 6,5 *Гкал/ч* выполнены без камер догорания (рис. II.10). Дымо-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Дымовые газы покидают топки через верхние проемы в задних стенках и омывают конвективные поверхности потоком, направленным сверху вниз. Топочные устройства котлов теплопроизводительностью 10, 20 и 30 *Гкал/ч* (рис. II.11) имеют внутренние перегородки, разделяющие их на собственно топки и камеры догорания. Из камер догорания дымовые газы отводятся в конвективные шахты снизу вверх.

Котлы этой серии выполнены в горизонтальной компоновке, блочно-транспортабельные и состоят из двух блоков: горизонтально-топочного и вертикального конвективного. Боковые стены топочной камеры полностью экранированы трубами диаметром 60×3 *мм* с шагом 64 *мм*.

Конвективный блок состоит из конвективного пакета, фестона и заднего экрана. Конвективный пакет набирается из U-образных змеевиков диаметром 28×3 *мм*. Трубы расположены в шахматном порядке с шагом 64 и 40 *мм*. Змеевики привариваются к вертикальным стоякам диаметром 83×3,5 *мм*. Фестон и задний экран конвективного блока выполнены из труб 60×3 *мм* с шагом 64 *мм*. Топочные камеры котлов КВ-ГМ оборудованы ротационными газомазутными горелками. Конвективные поверхности этих котлов очищаются при использовании дробеструйной установки. Котлы типа КВ-ТС для твердого топлива оборудованы ленточными цепными решетками обратного хода с пневмомеханическими забрасывателями.

Обмуровка котлов выполняется надтрубной, облегченного типа, с непосредственным креплением к трубам. В табл. II.4 приведены некоторые характеристики котлов типа КВ. Схема

Таблица II.4

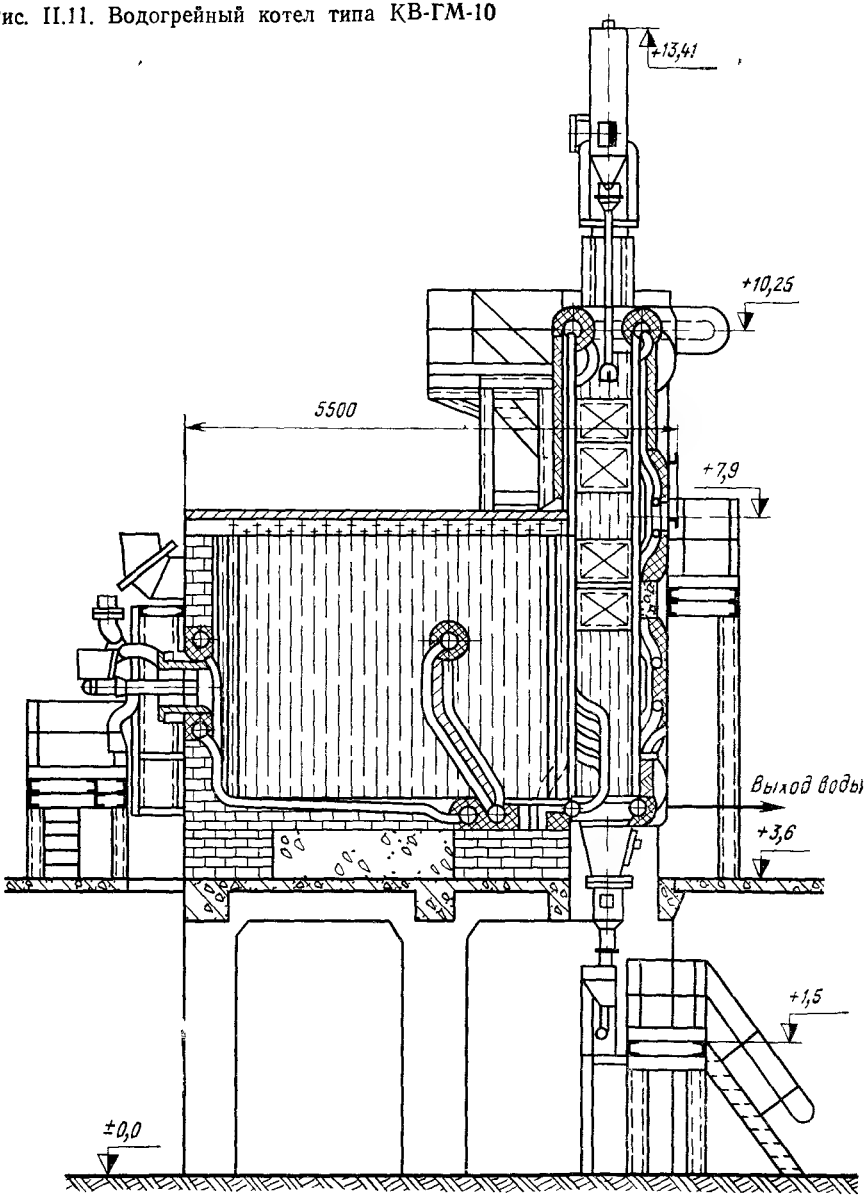
Некоторые характеристики котлов типа КВ

Тип котла	Теплопроизводительность котла в *Гкал/ч*	Поверхность нагрева в $м^2$			Аэродинамическое сопротивление в *мм вод. ст.*	Размеры в *мм*		
		H_1	$H_{кон}$	$H_{фест}$		длина	ширина	высота
КВ-ГМ-4	4	38,6	88,7	—	26	7260	5150	4000
КВ-ТС-4	4	38,6	88,7	—	40	6900	3600	4000
КВ-ГМ-6,5	6,5	49	150,4	—	26	8760	5150	4000
КВ-ТС-6,5	6,5	49	150,4	—	44	7970	3600	4000
КВ-ГМ-10	10	82	221,5	7,2	60	8350	6000	10 500
КВ-ТС-10	10	56	221,5	7,2	72	8540	6000	10 500
КВ-ГМ-20	20	105	406	10,3	73	11 300	6000	10 500
КВ-ТС-20	20	82,8	406	10,3	87	10 600	6000	10 500
КВ-ГМ-30	30	126,8	593	14,2	77	13 000	6000	11 400
КВ-ТС-30	30	95	593	14,2	92	11 700	6000	11 400

Примечания: 1. Высота котлов типа КВ-ГМ указана *без дробеочистки*.
2. Приведенные данные могут быть изменены.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Рис. II.11. Водогрейный котел типа КВ-ГМ-10



Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

перемещения воды в котлах прямоточная, многоходовая и принципиально для всех типоразмеров почти одна и та же.

На рис. II.12 приведена схема перемещения воды в котле КВ-ГМ-10. Вода из теплосети поступает в нижний левый коллектор *1* левого бокового экрана с тремя перегородками *2*. Этими перегородками, а также верхним левым коллектором *3* и перегородками в нем *4* левый боковой экран разбит на шесть самостоятельных пакетов, по которым вода последовательно совершает то подъемное, то опускное движение.

Пройдя левый боковой экран, вода из крайнего отсека коллектора *1* проходит к вертикальному стояку *5*, соединяющему его с верхним фронтовым коллектором *6*, и поступает во фронтовой экран. Этот экран помимо коллектора *6* имеет нижний коллектор *7*.

Эти коллекторы также имеют свои перегородки *8*. Фронтовой экран разбит на четыре пакета. После фронтового экрана вода попадает в правый боковой экран, где перемещается аналогично с левым. Из правого экрана вода направляется в задний экран и далее, как указано стрелками. Выход воды в теплосеть осуществляется из нижнего левого коллектора *9* конвективного пучка.

Водогрейные котлы типа ПТВМ. В последние годы получили распространение водогрейные котлы повышенной теплопроизводительности, разработанные ВТИ совместно с Московским филиалом Оргэнергостроя. Эти котлы вначале предполагалось устанавливать на ТЭЦ в качестве пиковых, теплофикационных котлов. Однако в дальнейшем их стали устанавливать и в районных отопительных котельных в качестве основного базового оборудования с условием, что в дальнейшем при теплофикации района их будут все же использовать в основном как пиковые.

Эти котлы предназначены к работе на газообразном и жидком топливе. Котлы ПТВМ (пиковые, теплофикационные, водогрейные, газомазутные) имеют башенную компоновку и развитую полностью экранированную топочную камеру и конвективную поверхность, составленную из трубчатых, змеевиковых пакетов. Экранная поверхность состоит из труб 60×3 *мм*, расположенных с очень плотным относительным шагом ($\frac{S}{d} = 1{,}07$), конвективная поверхность — из змеевиков диаметром 28×3 *мм*.

Размеры конвективных поверхностей для котлов различной теплопроизводительности отличаются лишь длиной змеевиков и числом параллельных труб, составляющих одну секцию. Поперечный шаг труб равен 64 *мм*, а продольный — 33 *мм*. Трубы располагаются горизонтально, в шахматном порядке и омываются перпендикулярно к ним направленным газовым потоком.

Для башенных котлов характерна полуоткрытая их установка, в помещении размещается лишь нижняя часть котлов до отметки 6—7 *м*, остальная — на открытом воздухе.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

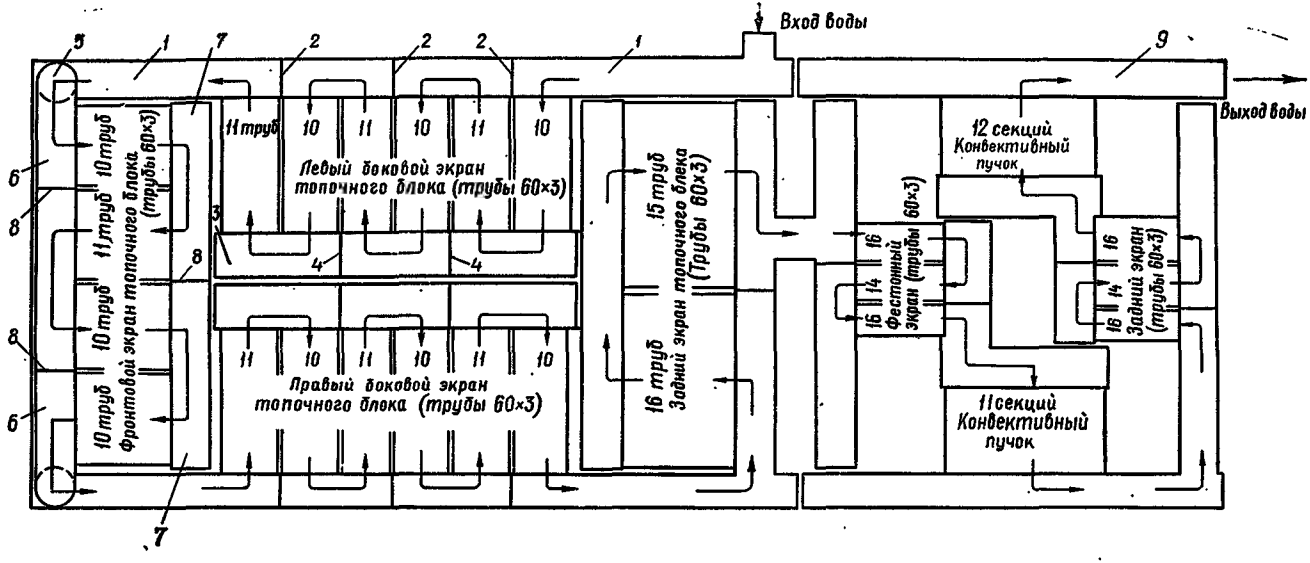


Рис. II.12. Схема перемещения воды в котле КВ-ГМ-10

Электронная библиотека http: tgy.kbstu.ru

Котлы оборудуются газомазутными горелками с периферийным подводом газа и механическим распыливанием мазута. Число устанавливаемых горелок в зависимости от теплопроизводительности котла различно, но располагаются они во всех типоразмерах на двух противоположных сторонах поровну. Производительность наиболее мощных горелок не превышает 1000—1200 $м^3/ч$. Нагрузки регулируются отключением или включением установленных горелок. Все горелки имеют свои индивидуальные дутьевые вентиляторы. Котлы работают на естественной тяге, и каждый котел имеет собственную дымовую трубу, высота которой от уровня земли должна быть не менее 55 *м*; как правило, трубы располагаются непосредственно над котлами и крепятся к их каркасу.

На монтажные площадки котлы поставляются блоками вместе с элементами каркаса, собранными на заводе-изготовителе. При работе котлов на мазуте предусмотрены устройство для ввода магнезита в топку и обмывка конвективных поверхностей нагрева.

На рис. II.13 показан котел ПТВМ-50. Газовые горелки *1* размещены на боковых стенах, поэтому трубы боковых экранов *2* соответственно разведены. Фронтовой *3* и задний *4* экраны выполнены одинаково. Конвективные поверхности *5* размещены по высоте в два ряда. Перемещение воды в котле осуществляется насосами и может быть выполнено или по четырехходовой, или по двухходовой схеме в зависимости от расчетного расхода воды (что обусловливается зимним или летним режимами).

Как отмечалось, котлы серии ПТВМ вначале проектировали как пиковые, т. е. сравнительно на небольшой подогрев воды ($\Delta t = 150 - 115 = 35°$), а следовательно, на пропуск достаточно большого количества воды. При установке же этих котлов в районных котельных сетевую воду приходится подогревать уже на $\Delta t = 150 - 70 = 80°$, и расход воды через котлы почти в два раза уменьшается. Следовательно, схема включения как экранов, так и конвективного пучка должна быть соответственно изменена, чтобы скорости воды в них не снижались ниже допустимых значений.

На рис. II.14 приведены схемы перемещения воды в котле ПТВМ-50, применяемые при различных режимах: *а* — четырехходовая (зимний период) и *б* — двухходовая (летний период). При четырехходовой схеме вода подводится лишь в один нижний коллектор, а затем последовательно проходит через все экранные и конвективные пакеты, совершая ряд подъемно-опускных движений, и затем отводится в тепловую сеть также через один нижний коллектор; при двухходовой схеме вода подается одновременно в два нижних коллектора, а после соответствующего перемещения (показанного стрелками) по поверхностям нагрева удаляется в тепловую сеть через четыре нижних

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

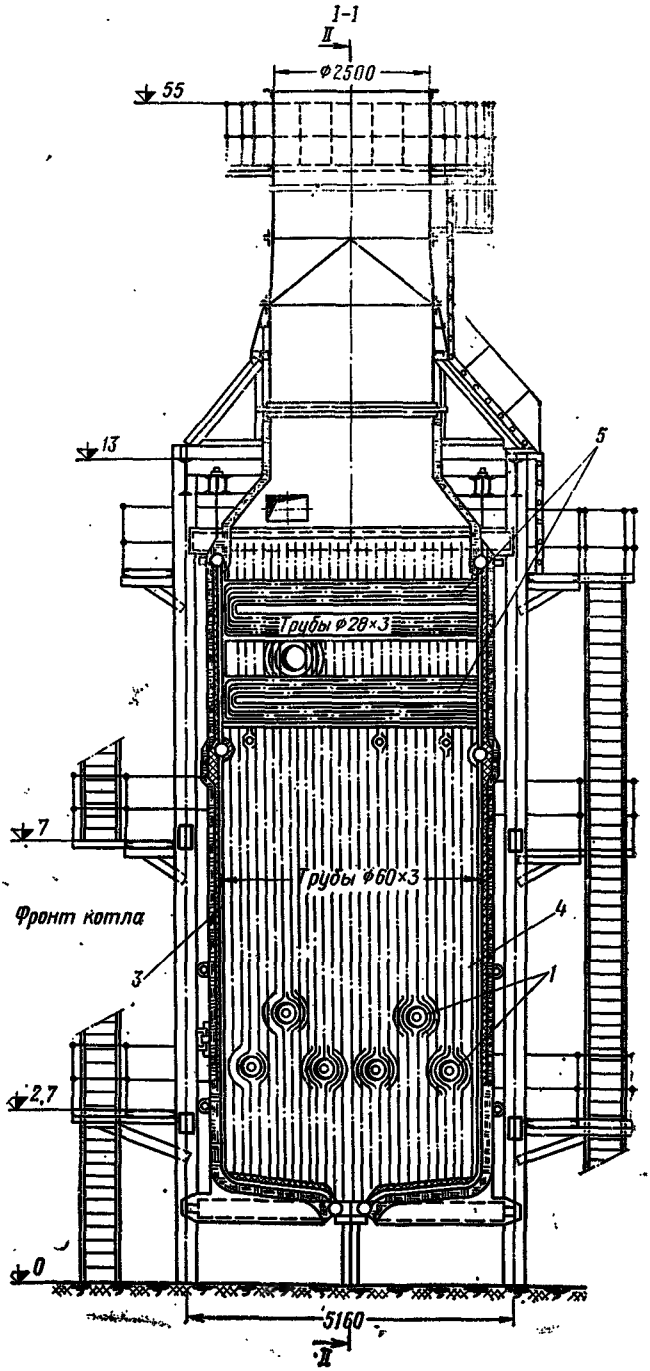
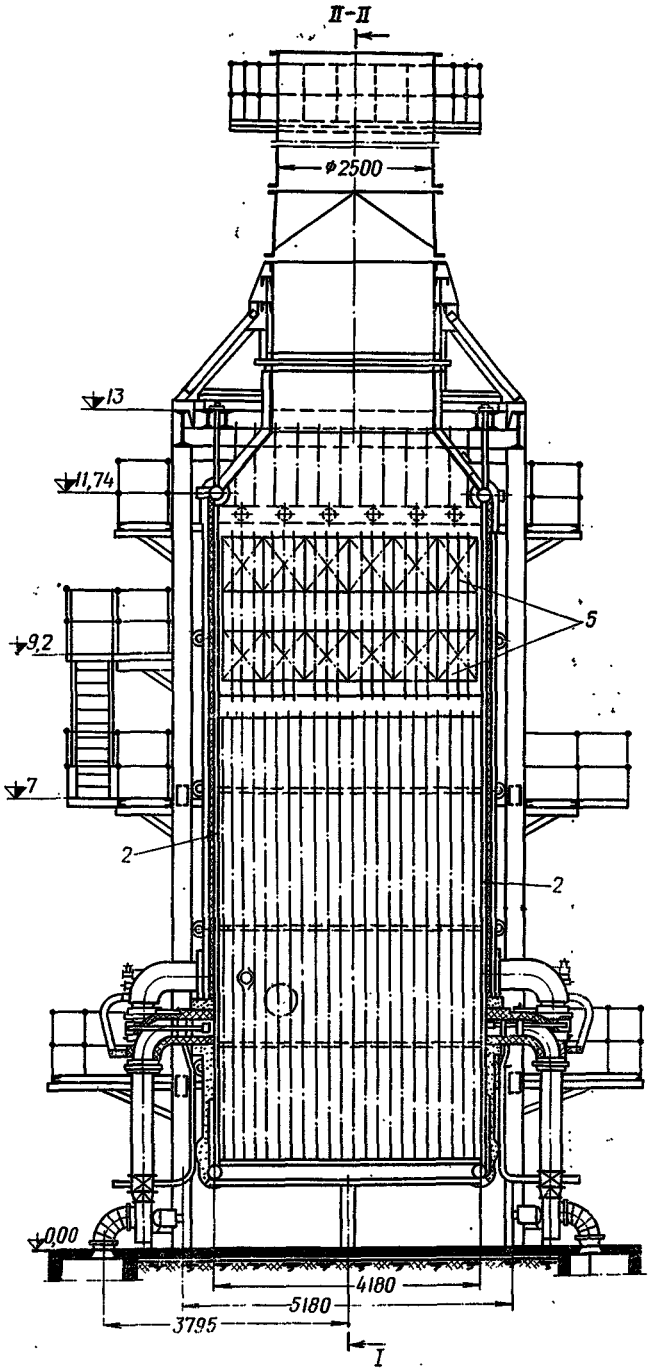


Рис. II.13. Водогрейный котел типа ПТВМ-50

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru



Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

коллектора, расположенных перпендикулярно подводящим коллекторам.

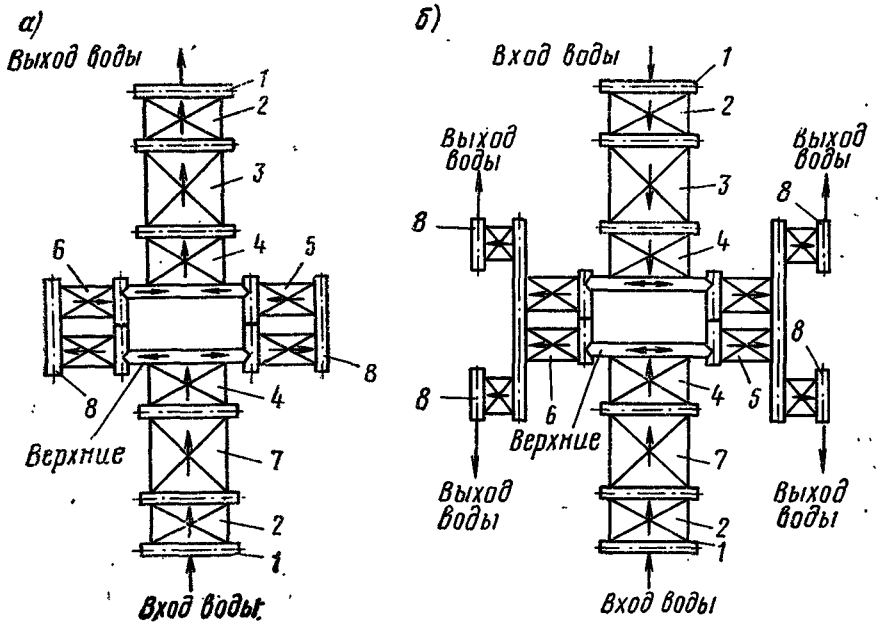


Рис. II.14. Схема движения воды в котле ПТВМ-50

1 — коллекторы подводящие и отводящие; *2* — соединительные трубы; *3* — фронтовой экран; *4* — конвективный пучок; *5* — левый боковой экран; *6* — правый боковой экран; *7* — задний экран; *8* — коллекторы контуров

Водогрейный котел ПТВМ-30М (рис. II.15) изготовляется Дорогобужским заводом. Котел ПТВМ-30М имеет расчетную теплопроизводительность при работе на мазуте 35 *Гкал/ч* и на газе 40 *Гкал/ч*. Запроектирован в отличие от котлов башенного типа по П-образной схеме и состоит из топочной камеры *1* и конвективной шахты *2*, соединенных между собой поворотной камерой *3*. Все стены (включая промежуточную) топки, а также задняя стенка конвективной шахты экранированы трубами диаметром 60×3 *мм* с шагом $S=64$ *мм*. Относительный шаг экранных труб для охлаждения и защиты надтрубной подвесной обмуровки принят $\frac{S}{d}=1{,}07$. Для этого же боковые стенки конвективной шахты экранированы трубами диаметром 83×4 *мм* с шагом $S=128$ *мм*.

Конвективная часть котла выполнена из труб диаметром 28×3 *мм* с шагом 64 и 40 *мм* и состоит из двух пакетов по ходу газов. Змеевики конвективной части собраны в ленты по 6—7 шт. в каждом. Ленты присоединены к вертикальным стоякам и

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

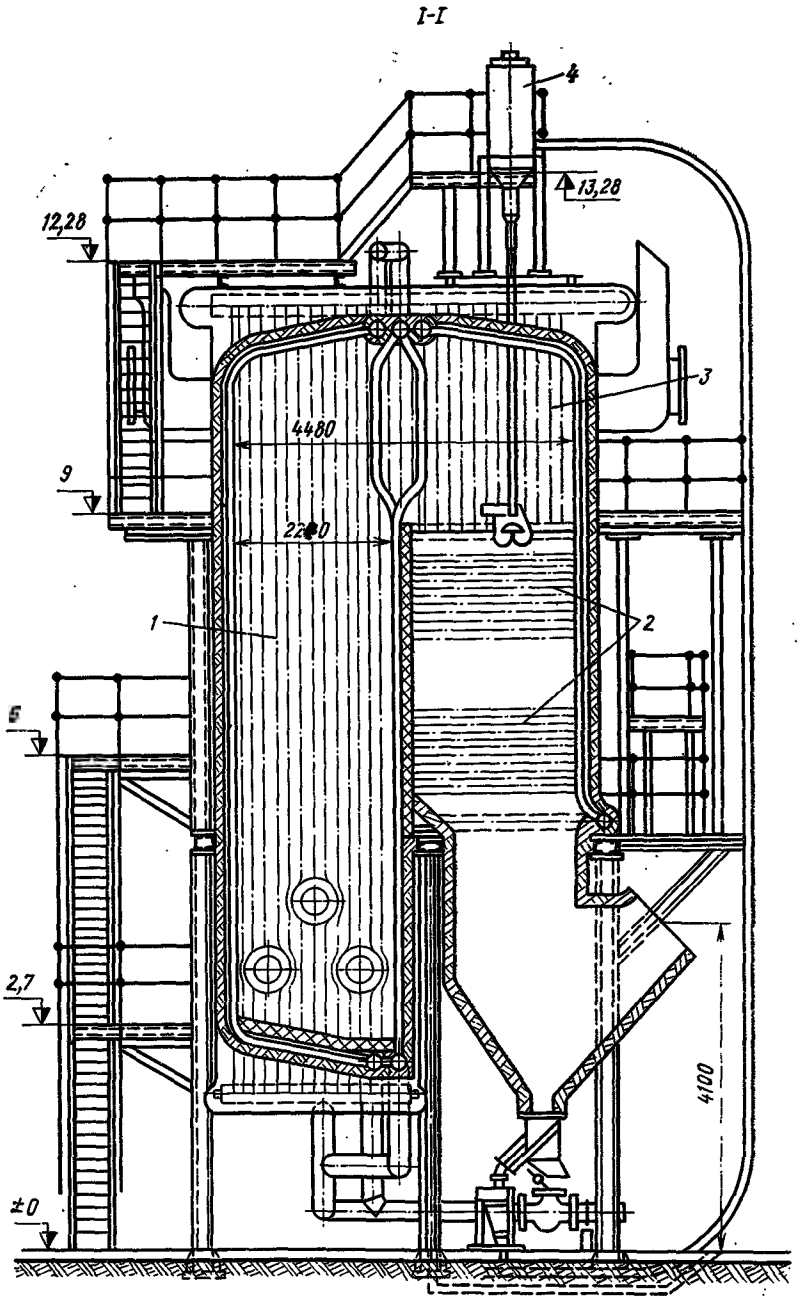


Рис. II.15. Водогрейный котел типа ПТВМ-30М

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

сдвинуты на полшага по отношению к лентам, присоединенным к стоякам другой стороны так, что образуют вместе шахматный пучок с шагом 40 *мм*.

Обмуровка котла облегченная и крепится непосредственно к экранным трубкам, к которым приварены соответствующие шпильки.

Общая толщина обмуровки составляет 112 *мм*. Котел снабжен для очистки внешних поверхностей дробеочистительной установкой 4.

Котел имеет прямоточную, принудительную циркуляцию и в основном режиме работает по десятиходовой схеме (рис. II.16). Котел оборудован шестью газомазутными горелками, располо-

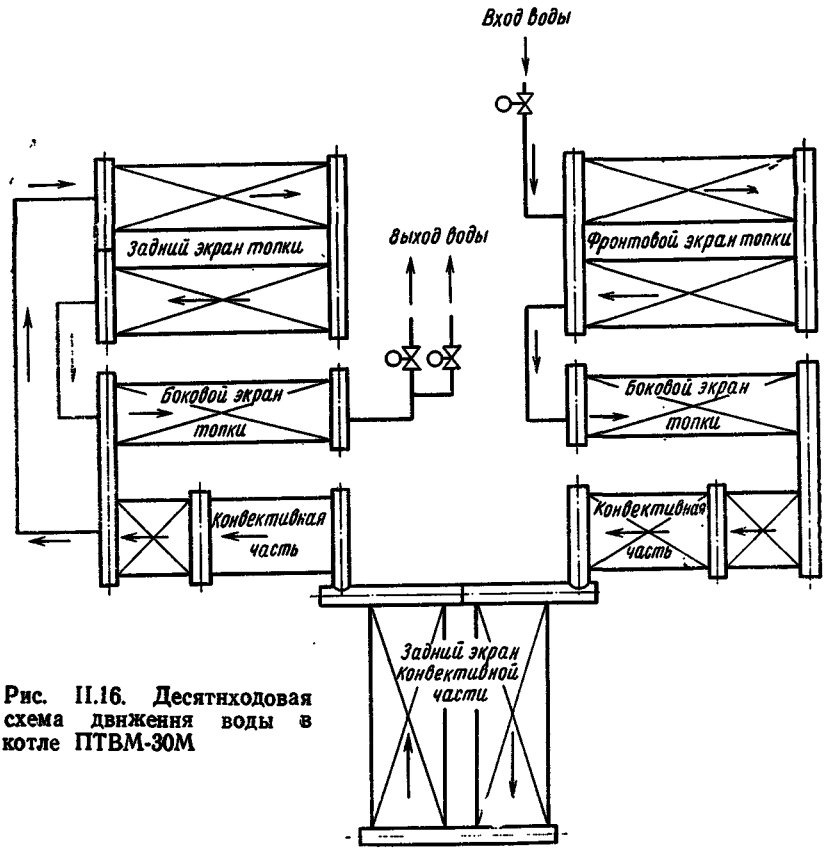


Рис. II.16. Десятиходовая схема движения воды в котле ПТВМ-30М

женными на боковых стенах, двумя дутьевыми вентиляторами типа ВД-12, параллельно работающими на общий напорный воздуховод, и одним дымососом типа Д-15.

Некоторые данные по котлам ПТВМ приведены в табл. II.5.

Водогрейные котлы ТВГ (теплофикационные, водогрейные,

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица II.5

Некоторые характеристики котлов типа ПТВМ

Показатели	Тип котла			
	ПТВМ-30	ПТВМ-50	ПТВМ-100	ПТВМ-180
Теплопроизводительность в *Гкал/ч*	35—40	50	100	180
Лучевоспринимающая поверхность нагрева в *м*²	129	139	184	479
Конвективная поверхность нагрева в *м*²	693	1110	2960	5500
Температура уходящих газов в °С при работе:				
на мазуте	250	280	230	220
» газе	160	190	185	180
К. п. д. при средней нагрузке	90	88	88	88
Строительные габариты в *м*:				
длина	5,2	5,18	6,9	12,2
ширина	4,9	5,16	6,9	6,9
высота	12,3	13,5	14,6	13,2
Расход воды в *т/ч*:				
пиковый режим	750	1200	2140	3680
основной »	375	625	1235	—
Количество установленных газомазутных горелок	6	12	16	20

газовые) теплопроизводительностью 4 и 8 *Гкал/ч* разработаны Институтом газа Академии наук УССР и институтом Укргипроэнерго МЭ и ЭУССР и выпускаются Монастырищенским машиностроительным заводом (рис. II.17).

Котлы предназначены только для сжигания газообразного топлива и получения горячей воды не выше 150°С. Котлы сварные, секционные. Секции с вертикально расположенными трубами составляют радиационную поверхность, а секции с горизонтально расположенными трубами — конвективную. Радиационная поверхность выполнена из пяти отдельных секций — экранов, три из которых двойного облучения и делят топку на четыре части.

Конвективная поверхность составляется из различного количества секций и соответственно труб. Все трубы как экранных, так и конвективных поверхностей приняты диаметром 51×2,5 *мм*. Если раньше котел ТВГ-4 отличался от котла ТВГ-8 тем, что не имел потолочно-фронтового экрана, то теперь отличается лишь габаритами.

Для сжигания газа устанавливаются четыре подовые горелки между секциями радиационной поверхности. Продукты сгорания через отверстия, расположенные в верхней части задней стены топки, поступают в конвективную часть. Трубки в радиационной части омываются поперечно-продольным потоком газов, а в конвективной части происходит лишь поперечное их обтекание. Схема перемещения воды в котлах одна и та же и показана на рис. II.18. Вода из теплосети поступает параллельно в два ниж-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

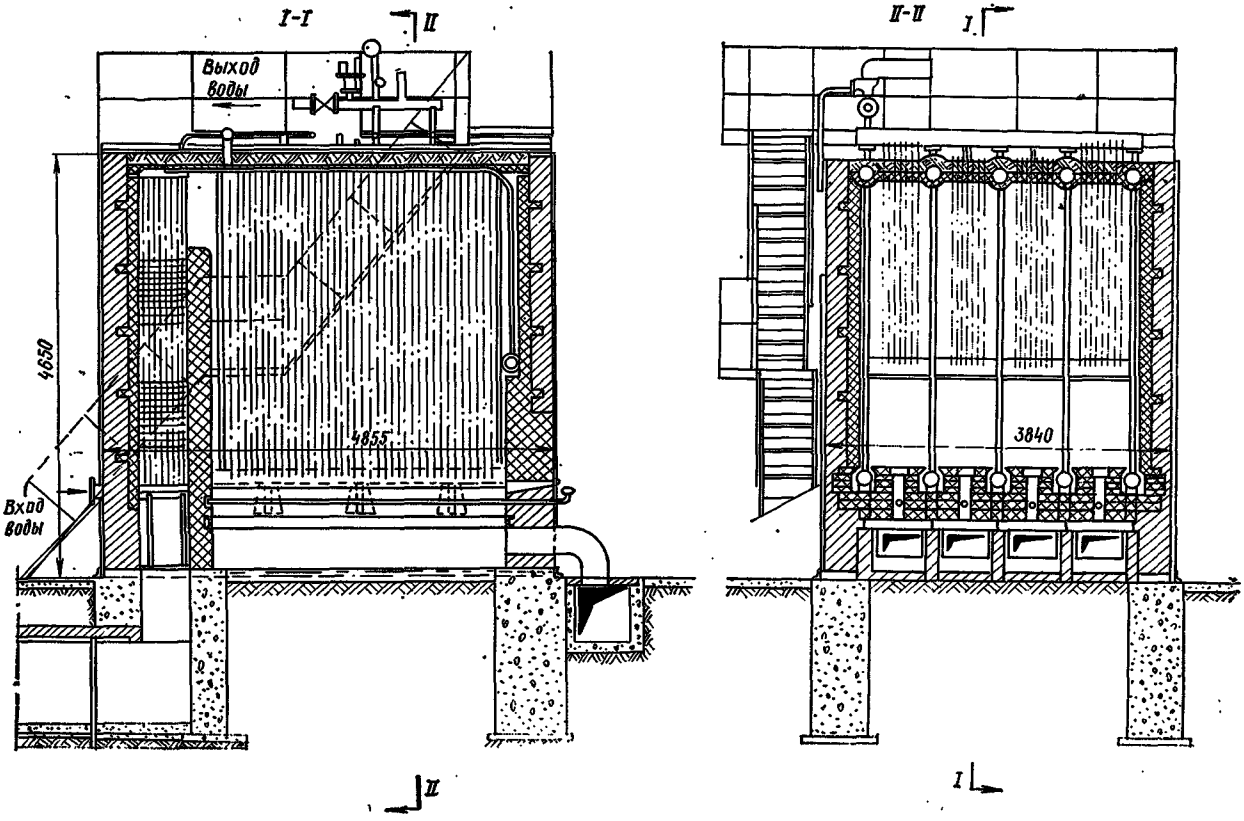


Рис. II.17. Водогрейный котел типа ТВГ-8

Электронная библиотека http: tgy.khstu.ru

них коллектора *1* конвективной поверхности, пройдя которые собирается в верхних коллекторах *2*, а из них по ряду потолочно-фронтовых труб *3* направляется в нижний коллектор *4* потолочного экрана. Из этого коллектора по другому ряду потолочно-фронтовых труб *5* вода собирается в верхнем коллекторе *6* потолочного экрана. Затем вода последовательно проходит через

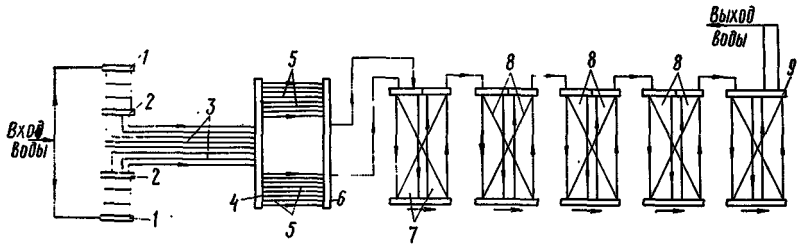


Рис. II.18. Схема движения воды в котлах ТВГ-4 и ТВГ-8

левый (со стороны фронта котла) боковой односветный экран *7*, через три двухсветных экрана *8* и, наконец, выходит в теплосеть из верхнего коллектора *9* правого бокового экрана. Некоторые данные этих котлов даны в табл. II.6.

Таблица II.6

Некоторые характеристики котлов типа ТВГ

Показатели	Тип котла	
	ТВГ-4	ТВГ-8
Теплопроизводительность в *Гкал/ч*	4,3	8,3
Поверхность нагрева в *м²*	140	282
Температура уходящих газов в °С	180	180
К. п. д. котла	91,5	91,5
Внешние размеры в *мм:*		
длина	3500	4900
ширина	3840	3840
высота	4000	4650

§ 12. Классификация топочных устройств

В отопительно-производственных котельных в зависимости от рода сжигаемого топлива и мощности котлов применяют топки со слоевым и камерным сжиганием. В слоевых топках сжигают различные разновидности твердого топлива, в камерных топках сжигают твердое топливо в пылевидном состоянии, жидкое и газообразное. Слоевое сжигание твердого топлива экономически целесообразно применять под котлами паропроизводительностью до 35 *т/ч*; при большей мощности следует переходить на камерное сжигание.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Слоевые топки крайне разнообразны и подразделяются по целому ряду признаков: по характеру обслуживания, по размещению и состоянию слоя и по компоновке с котлами. Топки бывают с ручным обслуживанием, полумеханические и полностью механизированные, с неподвижным слоем, со слоем, перемещающимся по неподвижной решетке или совместно с колосниковой решеткой. Большинство топочных конструкций размещают вне пределов основных поверхностей нагрева котлов, в связи с чем их и называют внешними топками. Топки же, расположенные внутри жаровых труб жаротрубных котлов или между секциями чугунных котлов, получили название внутренних.

§ 13. Простые колосниковые решетки (или топки с ручным обслуживанием)

Прежде всего необходимо иметь в виду, что топки с ручным обслуживанием (рис. II.19) можно применять лишь к котлам паропроизводительностью до 2,5 *т/ч* (или соответственно теплопроизводительностью 1,5 *Гкал/ч*), т. е. примерно при расходе топлива не свыше 1000 *кг/ч*. На простых колосниковых решетках можно сжигать почти все разновидности твердого топлива: дрова и торф (правда, если их влажность не превышает $W^p = 40\%$), бурые и каменные угли и антрациты. К отличительным особенностям простой колосниковой решетки при сжигании различных видов твердого топлива относятся переменное расстояние от уровня загрузочной дверцы до колосникового полотна *C*, гип применяемых колосников, количество обслуживаемых дверец, располагаемых на фронтовой стене по высоте, необходимость устраивать своды *n*, перекрывающие топку, и, наконец, наличие или отсутствие зольных бункеров.

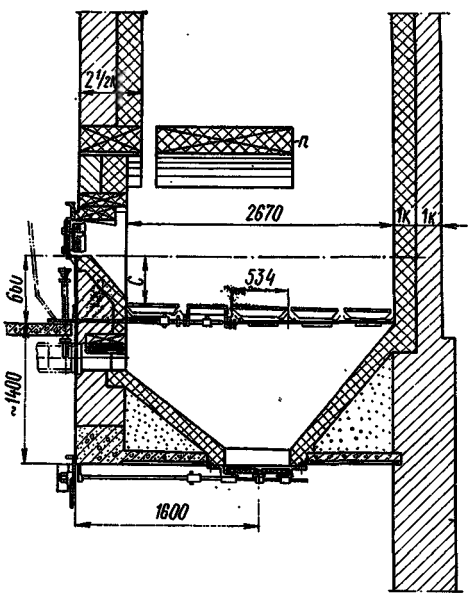


Рис. II.19. Простая колосниковая решетка

Конструктивные особенности простых колосниковых решеток в зависимости от рода сжигаемого топлива приведены в табл. II.7. Ручные колосниковые решетки составляют только из непод-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица II.7

Конструктивные особенности простых колосниковых решеток в зависимости от рода сжигаемого топлива

Топливо	Размер C в *мм*	Количество дверец по высоте	Колосники	Установка сводов	Наличие бункеров
Дрова $W^p = 35 \div 40\%$.	1200	2	Брусчатые простые	Нужны при $W^p = 40$	Не нужны
Торф $W^p = 35 \div 40\%$ . .	800	3	Брусчатые волнистые	То же	То же
Бурые угли	500	3	Плитчатые	Нужны	Нужны
Каменные угли и антрациты	250	2	»	Не нужны	Желательно

нижных колосников, с частично опрокидными (рис. II.19) и, наконец, со всеми поворотными колосниками (рис. II.20). Последние решетки (РПК) в настоящее время наиболее распространены, и для ручного обслуживания их выпускают нескольких типоразмеров, которые приведены в табл. II.8 (цифры числителя соответствуют ширине, а знаменателя — длине решетки в *мм*).

Таблица II.8

Типоразмеры решеток РПК-1

Типоразмер	Площадь в $м^2$	Типоразмер	Площадь в $м^2$
РПК-1-900/915	0,825	РПК-1-1000/1220	1,22
РПК-1-900/1220	1,1	РПК-1-1100/915	1,01
РПК-1-1000/915	0,915	РПК-1-1100/1220	1,12

Расчетные и теплотехнические характеристики простых колосниковых решеток при сжигании различных топлив приведены в табл. II.9.

§ 14. Шахтные топки

Шахтные топки подразделяются в зависимости от расположения зеркала горения на шахтные топки с наклонным и на шахтные топки с вертикальным зеркалом горения. Первые предназначены для сжигания дров и торфа с влажностью до $W^p = 45 \div 50\%$, вторые предназначены только для сжигания дров с влажностью до $W^p = 55\%$.

Шахтные топки для дров рассчитаны на сжигание поленьев стандартной длины без присадки древесных отбросов. Топку с

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица II.9

Расчетные характеристики ручных колосниковых решеток под чугунными, вертикально-цилиндрическими

Показатели	Обозначения	Дрова		Торф		Бурые угли		Антрациты			
								сортированные		несортированные	
		чугунные и вертикально-цилиндрические	водотрубные	чугунные и вертикально-цилиндрические	водотрубные	чугунные и вертикально-цилиндрические	водотрубные	чугунные и вертикально-цилиндрические	водотрубные	чугунные и вертикально-цилиндрические	водотрубные
Тепловое напряжение зеркала горения в тыс. *ккал/м²·ч*	$\frac{Q}{R}$	450	800	450	700	450	700	500	1000	450	750
Тепловое напряжение топочного объема в тыс. *ккал/м³·ч*	$\frac{Q}{V_т}$	300	300	300	300	300	250	300	250	300	250
Значение коэффициента избытка воздуха в топке	$\alpha_т$	1,45	1,4	1,5	1,5	1,45	1,45	1,4	1,4	1,45	1,45
Потеря тепла от химического недожога в %	q_3	2	3	2	3	2	3	2	2	2,5	2
Потеря тепла от механического недожога в %	q_4	0,5	1	4,5	5	7	9	7	7	9,5	12
Разрежение в топке в *мм вод. ст.*	$S_т$	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Давление под решеткой в *мм вод. ст.*	P	—	—	20	40	50	80	50	100	50	100

Электронная библиотека http: tgy.khstu.ru

наклонным нормальным (рис. II.21) или сокращенным размером зеркала горения выбирают в зависимости от теплопроизводительности котла, под которым устанавливают топку. Ширину решетки b для всех шахтных топок принимают на 150 *мм* больше стандартной длины дров. В зависимости от ширины котла и

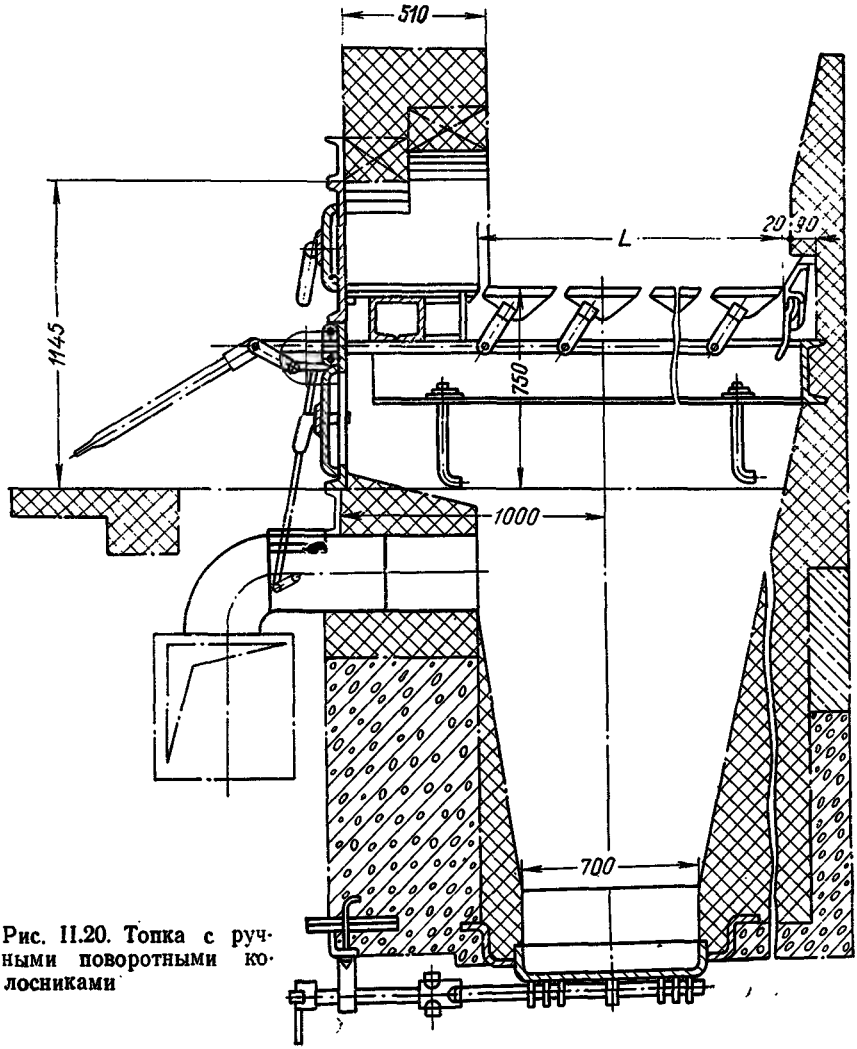


Рис. II.20. Топка с ручными поворотными колосниками

стандартной длины дров топки выполняют из одной, двух и трех отдельных шахт с промежуточными стенками не менее чем в два кирпича.

Решетку шахтной топки с наклонным зеркалом горения в верхней части составляют из двух рядов наклонно поставленных

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

брусчатых колосников, а в нижней — из одного ряда горизонтальных брусчатых колосников. Опорные балки колосников охлаждаются водопроводной водой. Пространство под колосниками разделено двумя междузонными перегородками на три зоны.

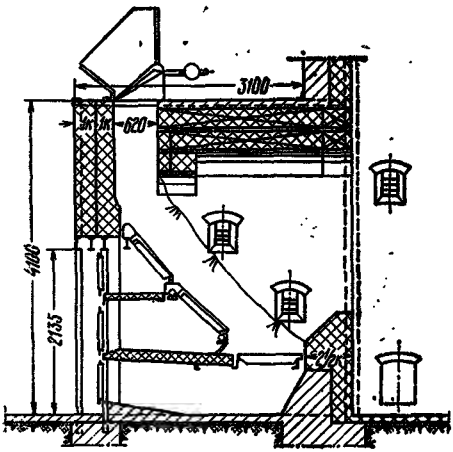
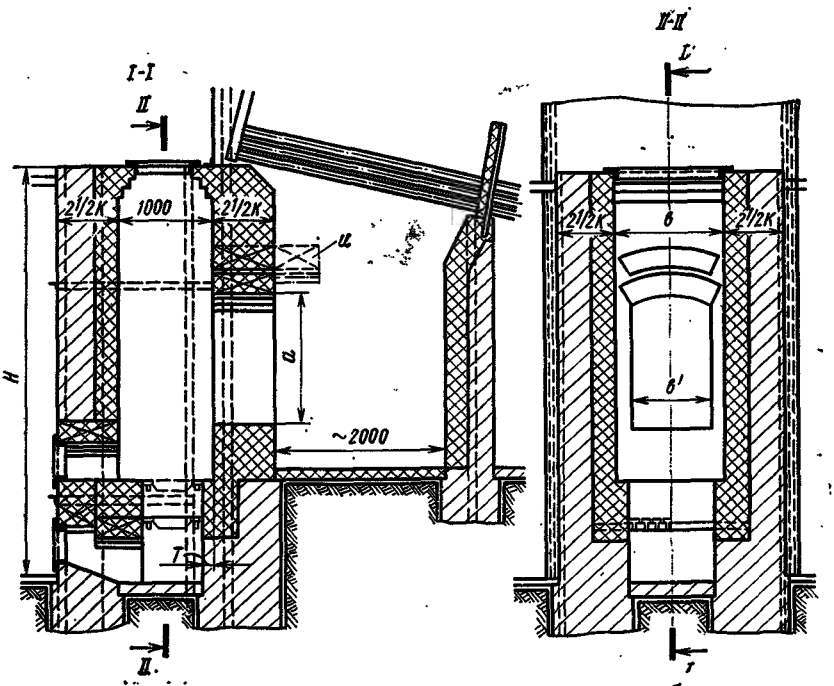


Рис. II.21. Шахтная топка для сжигания дров с наклонным зеркалом горения

Рис. II.22. Шахтная топка для сжигания дров с вертикальным зеркалом горения



Каждая зона имеет самостоятельные дверцы для обслуживания. Стандартная длина зеркала горения для нормальной топки составляет $l = 3000$ *мм*, а для сокращенной — $l = 2400$ *мм*.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Шахтные топки с вертикальным зеркалом горения (рис. II.22) имеют лишь один ряд горизонтальных брусчатых колосников, высоту расположения которых от нижнего уровня газового окна берут в зависимости от влажности дров в пределах 500—800 *мм* и доводят от 1000 *мм* при очень сырых и неколотых дровах. Зеркалом горения считается площадь газового окна $R=a\cdot b'$ $м^2$. Причем высота a, чтобы предотвратить выпадение не полностью сгоревшего топлива из слоя, не должна превышать 1400 *мм*; ширина b' должна быть на 150 *мм* меньше длины сжигаемых дров. При необходимости понижения прямого излучения топку перекрывают сводом *и*, размеры которого устанавливают в процессе эксплуатации. Ширину всех шахтных топок в соответствии с длиной поленьев принимают 900, 1150 и 1650 *мм*.

Шахтные топки с наклонным зеркалом горения для сжигания торфа отличаются от подобных топок для сжигания дров по существу лишь вторым дополнительным рядом горизонтальных колосников, расположенных ниже первого (верхнего) ряда на 200—300 *мм*. Этот ряд колосников служит для выжига кокса из шлака, сбрасываемого на него во время шуровки сверху. Содержание мелочи (до 25 *мм*) не должно превышать 20%. При присадке фрезерного торфа требуется соответствующее изменение топки.

Топку шириной более 2250 *мм* перегораживают промежуточной стенкой толщиной не менее чем в два кирпича. Как наклонные, так и горизонтальные колосники — брусчато-волнистые. Воду к охлаждающим балкам подводят снизу, а при двух шахтах — с двух сторон топки. Длина зеркала горения для нормальной топки составляет $l=3000$ *мм*, для сокращенной — $l=2600$ *мм*. Ширина b шахтных топок для торфа может быть принята от 900 (далее кратным 100 *мм*) до 2200 *мм*.

К шахтным топкам, хотя и несколько условно, может быть отнесена и скоростная топка системы В. В. Померанцева (рис. II.23), предназначенная для сжигания древесных отходов (главным образом щепы). Топку присоединяют к топливному рукаву *1* и выполняют в виде небольшой шахты, ограниченной с боков вертикальными кирпичными стенками, со стороны фронта наклонной стенкой *2* с пережимом вертикального слоя, а с четвертой стороны, обращенной к котлу, зажимной решеткой из труб *3* с приваренными к ним шипами. Эти трубы являются одновременно и трубами фронтового экрана. Зажимная решетка удерживает слой в вертикальной плоскости; размеры зеркала горения подсчитывают как произведение высоты, считая ее от пода до пережима, на ширину топки (включая загораживающие трубы).

Особенность топки заключается в том, что топливо сжигается в зажатом слое, через который продувается горячий воздух под напором не менее 150 *мм вод. ст.*, поступающий через отверстие *4*. Процесс горения протекает при весьма больших тепловых

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

напряжениях зеркала горения (отсюда и название топки — скоростная).

Для дожигания вынесенных из слоя горящих частиц и продуктов неполного сгорания предусматривают подачу вторичного воздуха *5* в количестве 20—30%. Температуру подаваемого воздуха можно доводить до 250°С. Мощность топки изменяется главным образом за счет ее ширины.

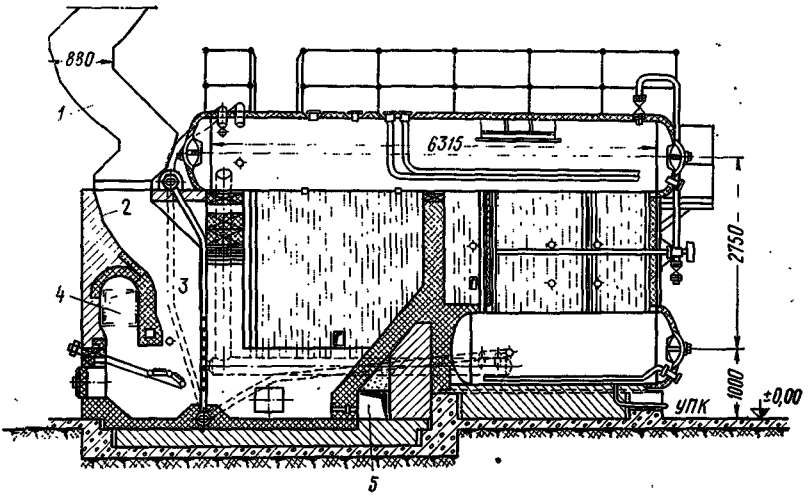


Рис. II.23. Топка для сжигания древесных отходов конструкции инж. В. В. Померанцева

Таблица II.10

Расчетные характеристики шахтных топок

Показатели	Обозначения	Дрова		Торф	Древесные отходы (скоростная система инж. Померанцева)
		Зеркало горения			
		наклонное	вертикальное	наклонное	
Тепловое напряжение зеркала горения в тыс. *ккал/м²·ч*	$\frac{Q}{R}$	1100	3000	1000	2000—4000
Тепловое напряжение топочного объема в тыс. *ккал/м³·ч*	$\frac{Q}{V_т}$	300	300	250	300—400
Значение коэффициента избытка воздуха	$\alpha_т$	1,3	1,3	1,4	1,3
Потеря тепла от химического недожога в %	q_3	2	2	2	5
Потеря тепла от механического недожога в %	q_4	1	1	2	
Разрежение в топке в *мм вод. ст.*	$S_т$	4—6	6—8	10	5—6
Давление под решеткой в *мм вод. ст.*	P	—	—	—	80

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

В топках малой мощности в качестве зажимной решетки можно использовать кирпичную стенку, выложенную в клетку. Расчетные и теплотехнические характеристики шахтных топок приведены в табл. II.10.

§ 15. Полумеханические топки

К полумеханическим топкам, предназначенным для сжигания твердого топлива, относятся такие, в которых механизируются лишь отдельные операции, составляющие топочный процесс. Например, механизируется или подача и заброс топлива на решетку, или шуровка и шлакозолоудаление. Кстати, с этих позиций и шахтные топки, рассмотренные в предыдущем параграфе, также можно отнести к полумеханическим топкам.

Топки ПМЗ-РПК (рис. II.24) — наиболее распространенные полумеханические (пневмомеханические забрасыватели с решеткой, состоящей из поворотных колосников). Эти топки предназначены для сжигания широкого ассортимента углей и антрацитов, за исключением лишь бурых углей повышенной влажности ($W^р \leq 35\%$) и штыбовых антрацитов. Наиболее эффективно в них сжигается дробленый уголь с размерами куска 30—35 *мм* при содержании мелочи (до 3 *мм*) не более 30%. Топливо по неподвижной решетке разбрасывается с помощью вращающихся лопастей забрасывателя. Ротор забрасывателя приводится в движение электродвигателем. Электродвигатель является общим для всех забрасывателей, установленных на фронте топки, его мощность составляет от 1 до 2 *квт*. Число забрасывателей зависит от ширины топки. Рекомендуемая ширина обслуживания для одного забрасывателя — не более 1000 *мм*. В помощь механическим забрасывателям через расположенные возле них сопла в топку под давлением, равным давлению в дутьевом канале, подается воздух в количестве 20% общего расхода.

В топках полностью механизирован лишь заброс топлива на решетку, шуровку же слоя, а также шлакозолоудаление выполняют ручным способом. Нагрузка топки регулируется изменением подачи топлива питателем, а также изменением количества подаваемого воздуха. Колосниковую решетку набирают из тех же поворотных колосников, которые применяют и в ручных топках, но длина этих решеток может быть более 3 *м*. В табл. II.11 приведены характеристики топок ПМЗ-РПК, серийно изготовляемых нашими заводами.

Топка ТШП. Топка с шурующей планкой предназначена для сжигания бурых (включая угли повышенной влажности) и неспекающихся каменных углей. Принцип работы топки с шурующей планкой заключается в том, что топливо из питательного бункера при помощи секторного затвора поступает на глухую плиту передней части топки по всей ее ширине. Топливо по неподвижной колосниковой решетке распределяется шурующей

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Рис. II.24. Топка типа ПМЗ-РПК

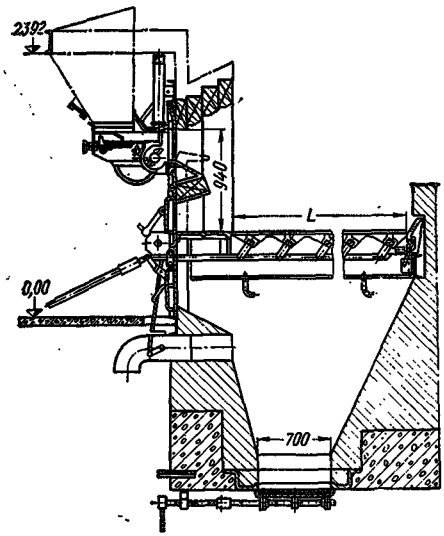


Рис. II. 25. Топка с шурующей планкой

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица II.11

Характеристики топок ПМЗ-РПК

Топки	Число забрасывателей	Площадь решетки в $м^2$	Топки	Число забрасывателей	Площадь решетки в $м^2$
ПМЗ-РПК-1100/1525	1	1,68	ПМЗ-РПК-3-2600/2440	3	6,31
ПМЗ-РПК-1-1100/2135	1	2,35	ПМЗ-РПК-3-2600/3050	3	7,93
ПМЗ-РПК-2-1800/1525	2	2,74	ПМЗ-РПК-3-2600/3660	3	9,52
ПМЗ-РПК-2-1800/2136	2	3,84	ПМЗ-РПК-3-3300/2135	3	7,0
ПМЗ-РПК-2-2200/1525	2	3,36	—	—	—
ПМЗ-РПК-2-2200/2135	2	4,7	—	—	—
ПМЗ-РПК-2-2200/2745	2	6,05	—	—	—
ПМЗ-РПК-2-2200/3050	2	6,71	—	—	—
ПМЗ-РПК-3-2600/2135	3	5,55	—	—	—

Примечание. Цифра в числителе соответствует ширине, а в знаменателе — длине решетки в *мм*.

планкой. Шурующая планка представляет собой чугунную (или стальную литую) трехгранную призму. Угол наклона передней плоскости этой призмы к горизонту составляет 35°, а задней — 15°, поэтому при движении ее вперед топливо захватывается из бункера и перемещается по решетке, а при движении призмы (планки) назад она увлекает за собой лишь незначительное количество топлива, осуществляя в основном его шуровку. Разновидности топок типа ТШП отличаются конструкцией привода для перемещения планок и их количеством, т. е. топки могут быть однопланочные или с шурующей рамкой (с несколькими планками). Из однопланочных топок следует выделить серийно выпускаемую топку системы Ю. Г. Васильева — ВТИ (рис. II.25).

Топки типа ТШП относятся к полумеханическим, поскольку при их работе некоторые операции (подброска топлива на решетку для уничтожения очагов кратерного горения, частично шлакозолоудаление) выполняются вручную. Фракционный состав топлива, поступающего в топку, может быть неоднороден, однако размеры отдельных кусков не должны превышать 70 *мм*. Типоразмеры топок ТШП приведены в табл. II.12.

Таблица II.12

Типоразмеры топок ТШП системы Васильева — ВТИ

Типоразмер	Ширина в *мм*	Длина в *мм*	Площадь решетки в $м^2$
Первый	1772	3454/2920	6,1—5,15
Второй	2172	3454/2920	7,5—6,3
Третий	2672	3454/2920	9,2—7,8

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Воздух, подаваемый в топку, распределяют в следующих количествах: под основную часть решетки 65%, под зажигательную шахту 25% и под шлаковые колосники 10%.

Расчетные характеристики полумеханических топок приведены в табл. II.13.

Таблица II.13

Расчетные характеристики полумеханических топок

Показатели	Топки ПМЗ-РПК			Топки ТШП	
	угли			угли	
	бурые	каменные	антрациты	бурые	каменые
Тепловое напряжение зеркала горения в тыс. *кал/м²·ч*	800—900	900	800—900	700—800	800—900
Топочный объем в тыс. *ккал/м³·ч*	200—250	200—250	200—250	200—250	200—250
Значение коэффициента избытка воздуха	1,4	1,4	1,6	1,4	1,4
Потеря от химического недожога в %	1	1	0,5	1	1
Потери от механического недожога в %	10	7	12—18	7—9	7
Разрежение в топке в *мм вод. ст.*	3—4	3—4	3—4	4—5	4—5
Давление под решеткой в *мм вод. ст.*	60	60	60	100	100

§ 16. Механические топки

Механические топки характеризуются не только тем, что условия их обслуживания облегчены, но и повышенной теплопроизводительностью. Последняя достигается за счет возможности большого развития зеркала горения и, в частности, его длины по сравнению с ручными и полумеханическими топками.

Большая мощность топок предопределяет и их установку в основном к котлам также повышенной мощности. Использовать некоторые конструкции механических топок под котлами небольшой теплопроизводительности часто экономически нецелесообразно.

Топки с цепными решетками. Цепные решетки хорошо себя зарекомендовали и получили большое распространение при сжигании некоторых сортированных углей и антрацита. Обязательное условие качественного сжигания топлива на цепных решетках — умеренное содержание в нем внешнего балласта ($A^{п} \leqslant 12\%$ и $W^{п} \leqslant 12\%$) и его определенный фракционный состав (максимальный размер куска не должен превышать 40 *мм* при

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

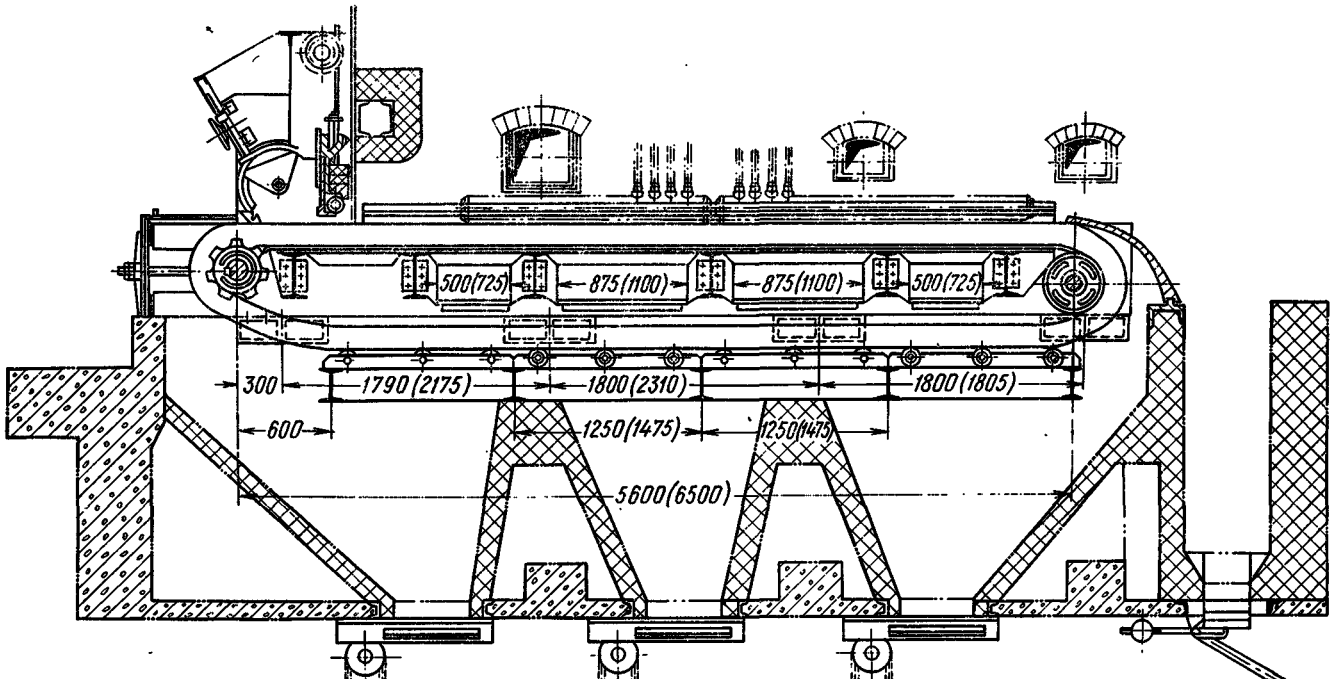


Рис. II.26. Топка конструкции ЧЦР

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

содержании мелочи с размером от 0 до 6 *мм* не более 50%). Эти топки следует устанавливать под котлами паропроизводительностью 10—35 *т/ч*.

Топка ЧЦР с чешуйчатой цепной решеткой (рис. II.26) прямого хода с перемещением колосникового полотна от фронта в глубь топочной камеры и со сбросом золы и шлака в ее конце. Колосниковое полотно собрано из беспровальных чешуйчатых колосников с живым сечением для прохода воздуха, равным ~10%. Условия сжигания топлива на цепных решетках резко отличаются от условий сжигания его в ранее рассмотренных конструкциях. Здесь топливо из бункера поступает на незагруженное полотно решетки, пришедшее снизу, и зажигается не снизу вверх, а сверху вниз от лучеиспускающих сводов, горящего факела и от соприкосновения с горящим рядом слоем. Такой способ менее эффективен, и для повышения интенсивности горения необходимо подавать под решетку подогретый воздух температурой до 250°С. Кочегар регулирует скорость перемещения решетки(которая может колебаться в довольно широких пределах: от 2 *м/ч* для антрацитов до 15 *м/ч* для бурых углей типа Челябинского месторождения) и позонный ввод воздуха под решетку.

В зависимости от рода сжигаемого топлива меняются расположение и размеры переднего и заднего сводов, поэтому изменяется и конфигурация топочного объема.

Так, при сжигании антрацита устанавливают низкорасположенный задний свод, перекрывающий 50—60% зеркала горения, а при сжигании бурых углей свод устанавливают на высоте 1,5—2,5 *м* или один передний, перекрывающий зеркало горения на 30—50%, или и передний и задний своды, перекрывающие зеркало горения на 30% каждый. При сжигании каменных углей топку можно выполнять без сводов. Конструктивные размеры топок типа ЧЦР приведены в табл. II.14.

Таблица II.14

Типоразмеры топок ЧЦР

Решетка	Типоразмеры							
Длина в *мм*	5600	6500	6500	8000	5600	6500	6500	8000
Ширина » »	2330	2330	2700	2700	3070	3070	4550	4550
Активная площадь в $м^2$	11,25	13,35	15,47	19,52	14,82	17,6	26,12	32,9

При определении (табл. II.14) активной площади зеркала горения принята площадь колосникового полотна, обеспечиваемая воздушным дутьем. Мощность электродвигателя к топке можно ориентировочно принимать из расчета 0,2 *квт* на 1 $м^2$ решетки.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Топки ПМЗ-ЛЦР и ПМЗ-ЧЦР с пневмомеханическими забрасывателями и цепной решеткой обратного хода (ПМЗ-ЛЦР) и ПМЗ-ЧЦР по существу относятся к классу механических факельно-слоевых топочных устройств и устанавливаются под котлами паропроизводительностью 6,5—20 *т/ч* и при сжигании несортированных многозольных каменных и бурых углей, а также углей с легкоплавкой золой. Кроме того, в них можно достаточно эффективно сжигать и антрациты при условии добавления 15—30% каменных углей. Из-за наличия пневмомеханических забрасывателей необходимо предварительное дробление углей до кусков размером 30—35 *мм*.

Особенность топок — комбинированный процесс горения как в слое, так и во взвешенном состоянии. Крупные частицы забрасываются и сгорают на решетке, а мелкие выносятся и сгорают в топочном объеме.

Забрасыватели подают топливо непрерывно мелкими порциями на всю поверхность горящего слоя, однако на заднюю часть решетки топлива приходится несколько больше, что при медленном перемещении колосникового полотна (1,6—2,2 *м/ч*) обеспечивает нижнее зажигание почти по всей длине слоя.

В настоящее время изготовляются два типа топочных устройств с обратным движением колосникового полотна: с ленточной цепной решеткой, набираемой из пяти типов колосников особой конструкции ПМЗ-ЛЦР (рис. II.27), и чешуйчатой цепной решеткой (ПМЗ-ЧЦР), набираемой из тех же колосников, что и решетка прямого хода.

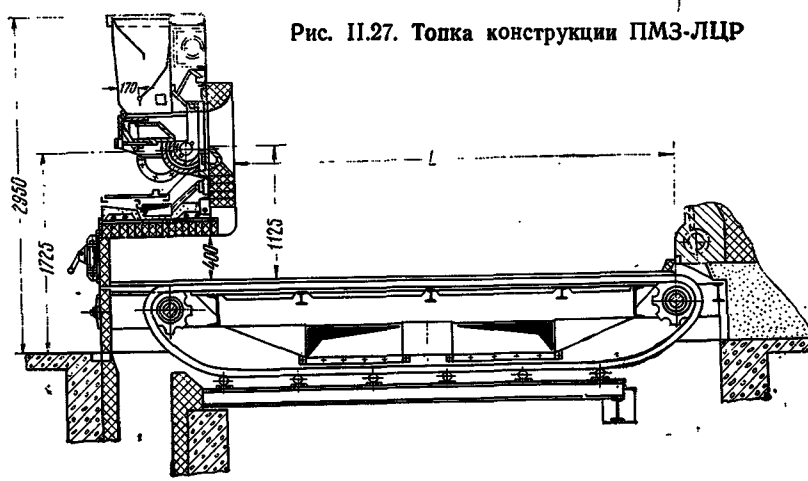


Рис. II.27. Топка конструкции ПМЗ-ЛЦР

По размерам эти топки одинаковые и полностью взаимозаменяемы; типоразмеры их даны в табл. II.15.

Топки конструкции инж. А. А. Шершнева предназначены для сжигания фрезерного торфа. Фрезерный торф характеризуется

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица II.15

Типоразмеры топок ПМЗ-ЛЦР и ПМЗ-ЧЦР

Тип топок	Решетки в *мм*		Активная площадь в $м^2$	Число забрасывателей
	ширина	длина		
ПМЗ-ЛЦР	2700	4000	8,7	2
ПМЗ-ЧЦР	2700	4000	12,9	2
ПМЗ-ЧЦР	2700	5600	12,9	2

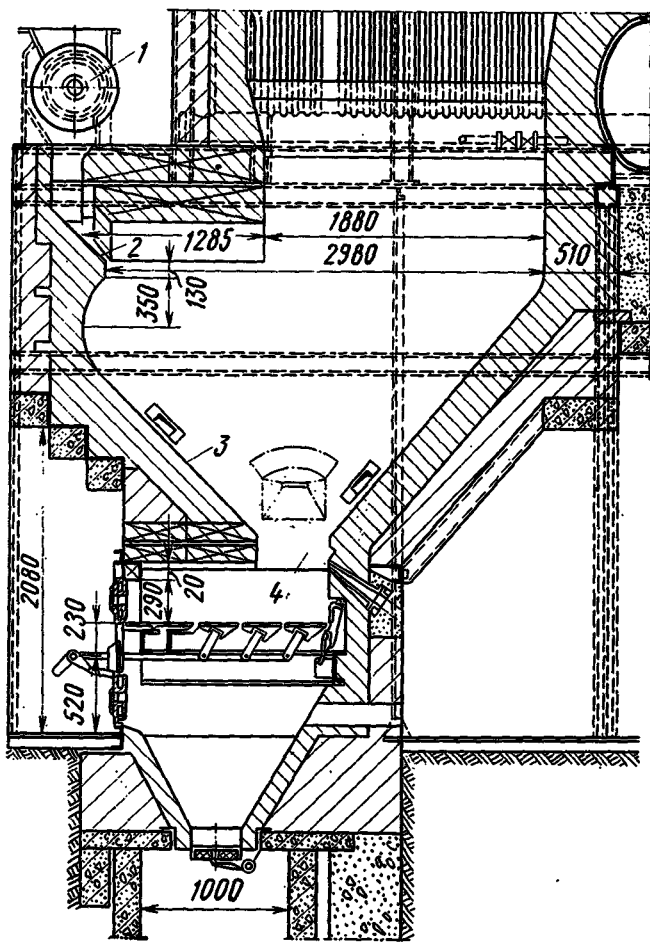


Рис. II.28. Однокамерная топка конструкции инж. А. А. Шершнева

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

не только повышенной влажностью ($W^p = 50 \div 55\%$), но и большим содержанием мелочи, что препятствует его сжиганию в слоевых топках. Если топки А. А. Шершнева для мощных котлов выполняют чисто камерными, то для котлов пониженной мощности их делают комбинированными (факельно-слоевыми) с устройством дожигательных решеток. Разновидности этих топок отличаются направлением газового потока в них, наличием одной или двух камер сгорания и числом дожигательных решеток.

На рис. II.28 показана однокамерная топка конструкции инж. А. А. Шершнева с одной дожигательной решеткой и с вертикальным направлением газового потока; топка расположена под котлом ДКВР-4. Основные конструктивные размеры даны на рисунке. При установке подобных топок под котлами иной мощности, сохраняя в основном их профиль, следует менять либо высоту расположения котла, либо вылет топки, руководствуясь требуемым объемом топочного пространства. Топки работают так: свежее топливо с помощью барабанного питателя *1* подается через щелевое отверстие *2* на переднюю горку *3*, с которой мелкие частицы подхватываются встречным потоком воздуха, подаваемого по всей ширине воронки *4*, и далее выносятся в камеру сгорания. Крупные же частицы или сразу попадают на дожигательную решетку, или под воздействием образующихся воздушных вихрей (чему способствует конфигурация топочного объема и направление воздушных струй) циркулируют в камере сгорания до их измельчения и выгорания. Боковые стенки топки должны быть обязательно вертикальными. Ширина топки не должна превышать 2000 *мм*; под более широкими котлами топка должна быть разгорожена промежуточной стенкой толщиной в полтора-два кирпича.

Для создания мощного воздушного потока к выходной щели воронки следует подавать около 70—80% подаваемого в топку воздуха при давлении 80—100 *мм вод. ст.* со скоростью выхода из щели около 35—40 *м/сек*. Остальное количество воздуха (30—20%) под давлением 30—40 *мм вод. ст.* подается под дожигательные решетки.

Расчетные характеристики механических топок приведены в табл. II.16.

§ 17. Камерные топки

Топки для сжигания жидкого топлива. В качестве жидкого топлива в отопительно-производственных котельных сжигают только мазуты — продукты, образующиеся в результате прямой перегонки или крекинга нефти. Качество мазутов характеризуется в основном вязкостью, а также содержанием серы, температурой застывания (5—36°С) и температурой вспышки (80—140°С). В настоящее время широко применяются мазуты: М-40,

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица II.16

Расчетные характеристики механических топок

Показатели	Обозначения	Топки ЧЦР				Топки ПМЗ-ЛЦР-ЧЦР			Топки системы инж. А. А. Шершнева (фрезерный торф W^p = =50 %)
		Угли							
		бурые типа Челябинского	неспекающиеся каменные	слабоспекающиеся	антрациты АС, АМ, АРШ	бурые типа подмасковного	бурые типа челябинского	каменные	
Тепловое напряжение:									
зеркала горения в тыс. *ккал/м²·ч*:	$\frac{Q}{R}$	900	1000	900	1000—700	900—1100	900—1200	900—1400	—
топочного объема в тыс. *ккал/м³·ч*:	$\frac{Q}{V_т}$	200—250	200—250	200—250	200—250	200—250	200—250	200—250	150—300
Значение коэффициента избытка воздуха	$a_т$	1,3	1,3	1,3	1,6—1,5	1,3	1,3	1,3	1,25—1,4
Потеря от химического недожога в %	q_3	1	1	1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Потеря от механического недожога в %	q_4	5	6	5	7—14	9	6	6	3
Давление под решеткой в % . . .	P	80	80	80	100	80	80	80	40
Температура дутьевого воздуха в °С	$t_в$	250	25—200	25—200	25—150	150—250	25—250	25—200	150

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

М-100 и М-200, где под цифрами указывается вязкость мазута в градусах ВУ при температуре 50°С.

По содержанию серы мазуты подразделяют на малосернистые ($S_л^р < 0{,}5\%$) и высокосернистые ($S_л^р > 2\%$). Чем больше вязкость, тем выше температура застывания и вспышки, и наоборот. Для сжигания мазута его необходимо подогревать, однако температура подогрева должна быть не менее чем на 10° ниже температуры вспышки.

При сжигании мазута следует уделять особое внимание его распыливанию. Качество распыливания зависит от марки сжигаемого мазута, его температуры и типа распыливающих устройств. Для распыливания жидкого топлива применяют воздушные, паромеханические, механические и паровые форсунки.

Воздушные форсунки рекомендуется применять для распыливания мазута всех марок под котлами производительностью до 12 *т/ч* впредь до освоения паромеханических форсунок всех типоразмеров. Паромеханические форсунки следует устанавливать под котлами паропроизводительностью до 20 *т/ч* с переменным режимом работы, так как у них большой диапазон регулирования производительности. Механические форсунки устанавливают под котлами паропроизводительностью свыше 20 *т/ч* при сжигании мазутов марок М-40 и М-100. Паровые форсунки как менее экономичные и создающие шум при работе применяют в автоматизированных котельных, при реконструкции действующих котельных и под котлами старых типов, в частности под жаротрубными и локомобильными котлами.

Более правильно называть устройства для сжигания мазута не форсунками, а горелками, так как форсунка того или иного типа представляет собой лишь один из трех необходимых элементов (наряду с воздухонаправляющим устройством и фурмой — амбразурой), составляющих горелку.

Какое количество горелок необходимо установить на одном котле, зависит от ширины топки и производительности как котла, так и горелок. При ширине топки до 2 *м* можно устанавливать одну горелку. Горелки должны, как правило, располагаться в один ряд или в шахматном порядке.

Для подачи мазута по трубопроводам, а также для распыливания его в форсунках мазут нагревают до соответствующей температуры в зависимости от марок и способа распыливания. В табл. II.17 приводятся значения этих температур.

Кроме хорошего распыливания для качественного процесса горения мазута необходимо обеспечить надлежащую подачу воздуха и соблюдать определенные тепловые напряжения объема топочного пространства $\left(\frac{Q}{V_т}\right)$.

Наибольшее количество воздуха (но в пределах, не препятствующих зажиганию) рекомендуется подавать к самому началу

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица II.17

Температура мазута перед форсунками

Тип форсунок	Марка мазута		
	40	100	200
Воздушные	90	107	130
Механические	103	115	140
Паровые	85	98	115

факела. На рис. II.29 приведены варианты размещения горелок во внешней топке, в которой первичный воздух подводится исключительно под корень факела. Компоновку *1* осуществляют при коротких топках (длиной меньше 2900 *мм*) с малой высотой топочного пространства. Компоновку *2* можно рекомендовать

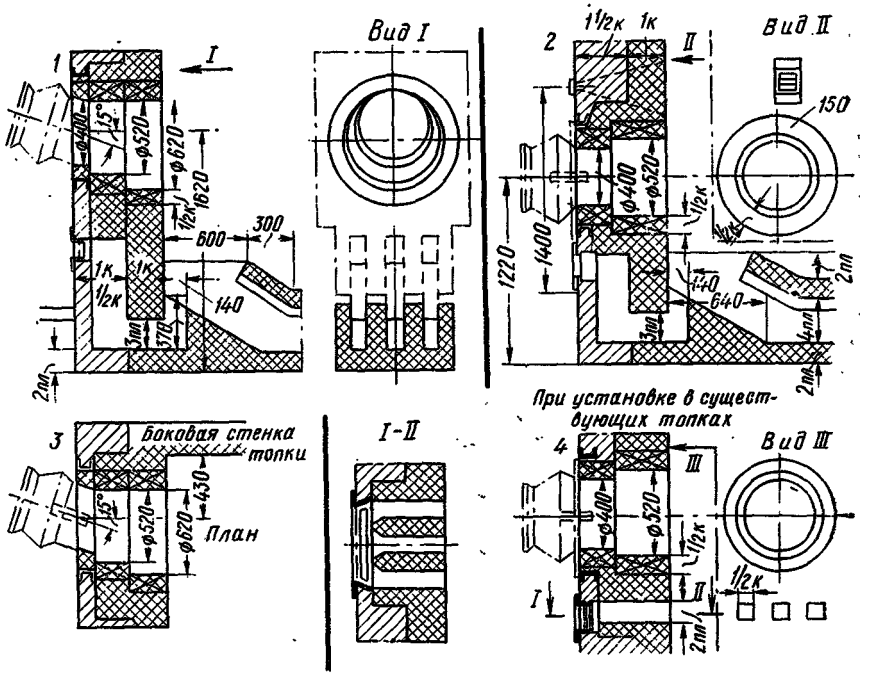


Рис. II.29. Варианты внешней топки для сжигания мазута

как типовую. Компоновку *3* применяют для защиты боковых стен обмуровки от удара факела. Компоновку *4* применяют при использовании существующих топок при их реконструкции.

Внешняя топочная камера имеет форму параллелепипеда соответствующего размера, иногда с наклонно расположенным подом (для удаления возможного скопления мазута).

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Мазутные горелки с форсунками воздушного распыливания, из которых можно рекомендовать горелки системы ОЭН. Эти горелки (рис. II.30) имеют диапазон регулирования 70—130%, работают при давлении первичного воздуха перед форсунки 200—250 *мм вод. ст.* Давление пара должно быть 5—7 *ати,* а

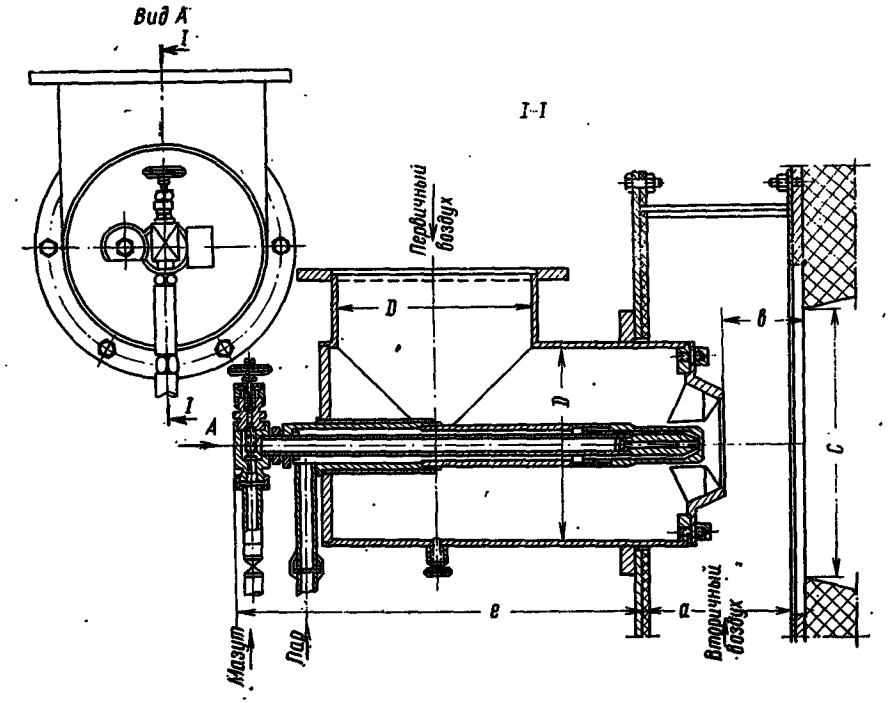


Рис. II.30. Мазутная горелка конструкции ОЭН

давление топлива перед форсункой может находиться в пределах 0,3—5 *ати.* Длина факела, за исключением форсунки производительностью 35 *кг/ч,* для которой она равна 1 *м,* равна 2,5—3 *м.* Расход первичного воздуха составляет около 60% общего расхода.

Основные размеры выпускаемых форсунок приведены в табл. II.18.

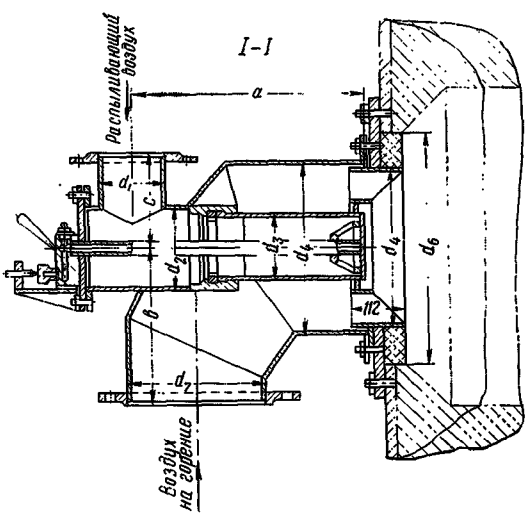
К водогрейным котлам можно рекомендовать низконапорные мазутные горелки с форсунками воздушного распыливания, разработанные ЦКТИ им. Ползунова. Эти устройства отличаются большим диапазоном регулирования (20—100%) и относительно коротким факелом 1,5—2,5 *м.* Распыливание топлива осуществляется воздухом под давлением 250—300 *мм вод. ст.* в количестве 10—15% общего количества воздуха, необходимого для горения.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица II.18

Основные размеры горелок ОЭН

Производительность (расход топлива) в *кг/ч*	Размеры в *мм*				
	l	*D*	*a*	*b*	*c*
35	211	114	90	45	142
50	219	114	90	56	165
75	245	130	160	42	185
150	375	219	160	80	300
250	505	273	165	68	370
350	525	273	230	65	500
500	590	315	230	80	470



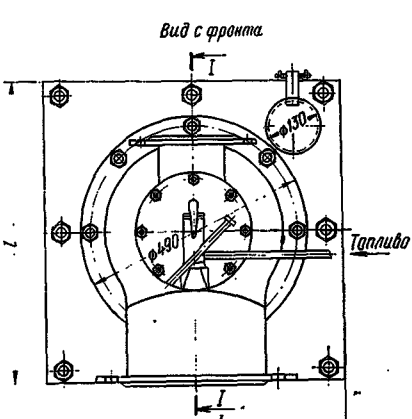


Рис. II.31. Низконапорная мазутная горелка конструкции ЦКТИ типа НМГ

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Давление мазута может быть в пределах 3—5 *м вод. ст.* Давление вторичного воздуха следует принимать равным 100—150 *мм вод. ст.* На рис. II.31 приведена конструкция горелок, известных под названием НМГ, а в табл. II.19 даны их основные размеры.

Таблица II.19

Основные размеры горелок НМГ

Производительность в *кг/ч*	Размеры в *мм*										
	a	b	c	l	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7
240	350	240	150	485	108	133	108	273	250	360	219
500	490	330	206	650	152	180	152	377	350	600	299

Мазутные горелки с форсунками механического распыливания. В них мазут должен подаваться под давлением 20—35 *ати*, пройдя предварительную очистку в фильтрах и обязательный подогрев в подогревателях до наиболее высоких температур по сравнению с другими форсунками.

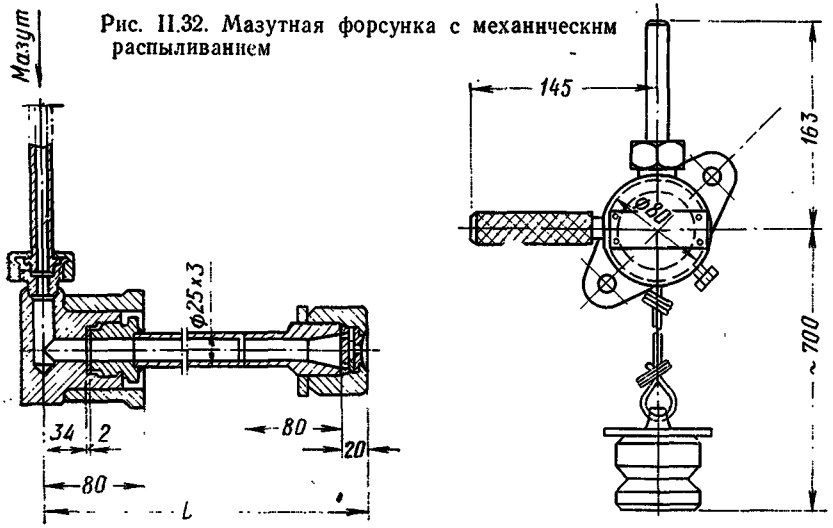


Рис. II.32. Мазутная форсунка с механическим распыливанием

Перед выходом из сопла мазут закручивается в специальных вкладышах-распылителях. Форсунки плохо поддаются регулированию.

Диапазон регулирования составляет 70—100%. При большем изменении нагрузки ухудшается распыливание. Это ограничивает сферу их применения. Из выпускаемых в настоящее время форсунок с механическим распыливанием (рис. II.32) следует выделить форсунки типа ОН-521 (малые) и ОН-547 (средние),

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

изготовляемые заводом «Ильмарине». Первые обеспечивают производительность по топливу 80—860 *кг/ч*, а вторые — 400—2600 *кг/ч*. Форсунки различаются главным образом между собой только размерами вкладышей распылителей. Длина форсунок может изменяться в пределах 400—2500 *мм*.

Мазутные горелки с форсунками парового распыливания. Рациональную конструкцию форсунки с паровым распыливанием имеют форсунки типа ОН-549 (рис. II.33), выпускаемые заводом «Ильмарине». Эти форсунки в зависимости от давления пара и размеров сопел могут иметь производительность по топливу от 60 до 560 *кг/ч*. Давление мазута перед форсунками допускается от 0,2 до 5 *ати*, поэтому в отдельных случаях можно обойтись без мазутонасосов и ограничиться лишь напорным баком. Для укорочения длины факела устанавливают специальную насадку; в этом случае мазут должен находиться под давлением около 5 *ати*. Форсунки выполняют длиной от 400 до 4000 *мм*, удельный расход пара равен 0,3—0,4 *кг/кг*.

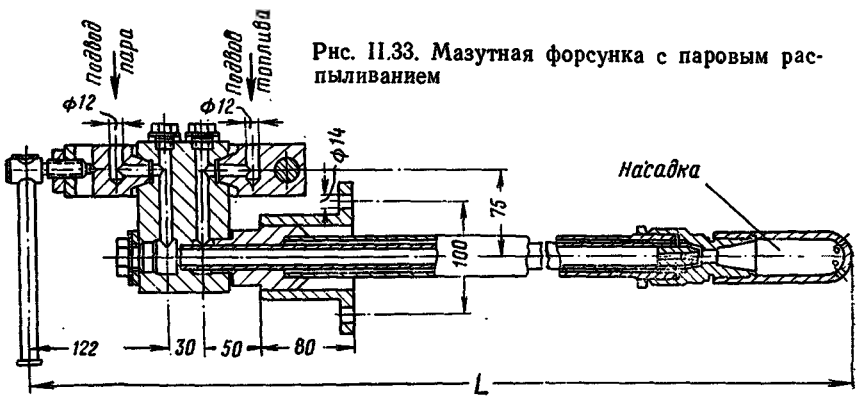


Рис. II.33. Мазутная форсунка с паровым распыливанием

В табл. II.20 приведены значения производительности форсунок ОН-549 в зависимости от давления пара.

Таблица II.20

Типоразмеры форсунок ОН-549 и их производительность

Типоразмер	Производительность в *кг/ч* при давлении пара *в ата*						
	5	8	11	14	17	21	26
ОН-549-08	60	100	125	—	—	—	—
ОН-549-09	—	—	—	175	200	250	300
ОН-549-10	115	175	240	—	—	—	—
ОН-549-11	—	—	—	300	365	440	540
ОН-549-12	175	275	370	470	560	—	—
ОН-549-13	240	390	535	—	—	—	—
ОН-549-14	325	500	—	—	—	—	—

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Мазутные горелки с форсунками паромеханического распыливания (рис. II.34) представляют собой наиболее совершенную конструкцию. Мазутная горелка состоит из ствола *1*, в котором расположены топливная *2* и паровая *3* трубы, распыливающей головки *4*, колодки *5* и скобы с зажимным винтом *6*. В распыливающей головке размещены последовательно по ходу перемещения мазута распределительная шайба, топливный и паровой завихритель.

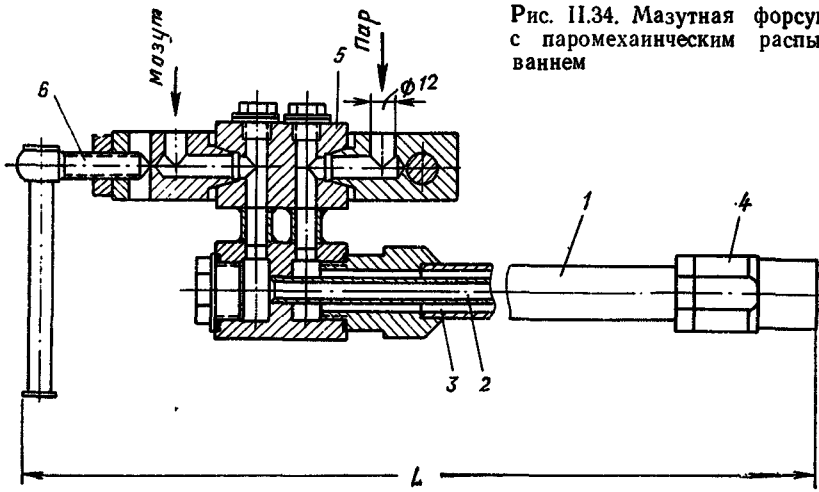


Рис. II.34. Мазутная форсунка с паромеханическим распыливанием

Паромеханические форсунки лишены недостатков, присущих механическим (узкий предел регулирования) и паровым форсункам (большой расход пара и шум при работе). Паровой завихритель снижает расход пара до 0,02—0,03 *кг/кг*. В настоящее время заводом «Ильмарине» отработано шесть типоразмеров таких форсунок для теплопроизводительности 1,5; 2; 4; 5,5; 7 и 9 *Гкал/ч*. Они различаются между собой количеством отверстий в распылительных шайбах и их диаметрами. Длина горелок в зависимости от конкретных условий их установки может изменяться в весьма широких пределах ($L=400\div2000$ *мм*).

Эти форсунки рекомендуется устанавливать при длине топочной камеры более 1 *м*, так как длина факела может находиться в пределах 1—2 *м*. Давление мазута перед форсункой должно быть порядка 12—30 *ати*, а давление пара — 1—2 *ати*. Диапазон регулирования форсунок широк — 10—100%. Давление воздуха в воздухоподающем устройстве должно быть обеспечено около 100—150 *мм вод. ст.*

Расчетные характеристики топок для сжигания мазута приведены в табл. II. 21.

Топки для сжигания газообразного топлива. Различают пламенное и беспламенное (поверхностное) сжигание газа. При пламенном сжигании природного газа к топочной камере и к под-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица II.21

Расчетные характеристики топок для сжигания мазута

Тип топки	Тепловое напряжение топочного объема $V_т$, тыс. *ккал/м³·ч*	Коэффициент избытка воздуха $\alpha_т$	Потери тепла от химического недожога q_3	Разрежение в топке в *мм вод·ст.*, *S*
Экраинрованные	250—400	1,1	2	4—6
Неэкранированные . . .	200—250	1,2	1	3—4

воду воздуха предъявляются такие же требования, как при сжигании мазута.

Поэтому в топках, предназначенных для сжигания мазута, в большинстве случаев можно сжигать и природный газ. Чтобы обеспечить более полное сжигание газа, весь необходимый для горения воздух подают к устью факела, т. е. к устью горелки. Подача воздуха вдоль факела, не улучшая процесса горения, лишь бесполезно увеличивает его избыток.

При беспламенном (или поверхностном) полном сжигании газа в специальных огнеупорных насадках (туннелях) по существу достаточно было бы топочной камеры минимального объема. Лучеиспускание продуктов полного сгорания газообразного топлива сравнительно невелико, и экранные поверхности

Таблица II.22

Рекомендуемый тип устанавливаемых горелок

Тип котла	Разрежение в топке в *мм вод·ст.*	Давление газа	Тип горелки
Чугунные с поверхностью нагрева в *м²*:			
$H_к < 25$	0,5—2	Низкое	Эжекционные горелки низкого давления с частичной эжекцией воздуха
$H_к > 25$	0,5—2	»	Смесительные горелки низкого давления МГП
Любой чугунный котел	>2	»	Подовые горелки низкого давления без дутья
То же	<2	Высокое или среднее	Эжекционные горелки среднего давления
Стальные с паропроизводительностью в *т/ч*:			
до 9	>2	То же	То же
9—35	—	Среднее	Смесительные или подовые с дутьем

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

нагрева работают малоэффективно. Поэтому обычно объем топочной камеры выбирают в зависимости от того, сколько надо разместить экранных поверхностей и поверхностей огнеупорных излучателей.

Совершенствование процесса горения при сжигании газообразного топлива в достаточной степени зависит также и от конструкции газовых горелок. Если определить объем топочного пространства не трудно, то выбрать оптимальные конструкции горелок подчас не легко. В табл. II.22 приведены некоторые рекомендации института Мосгазпроект, которыми можно руководствоваться при выборе горелок.

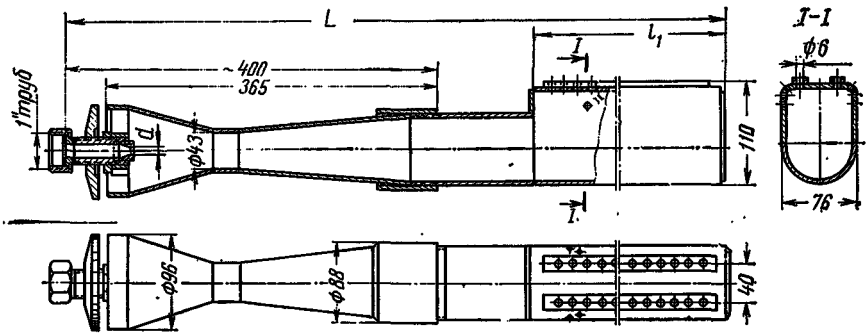


Рис. II.35. Эжекционная горелка низкого давления

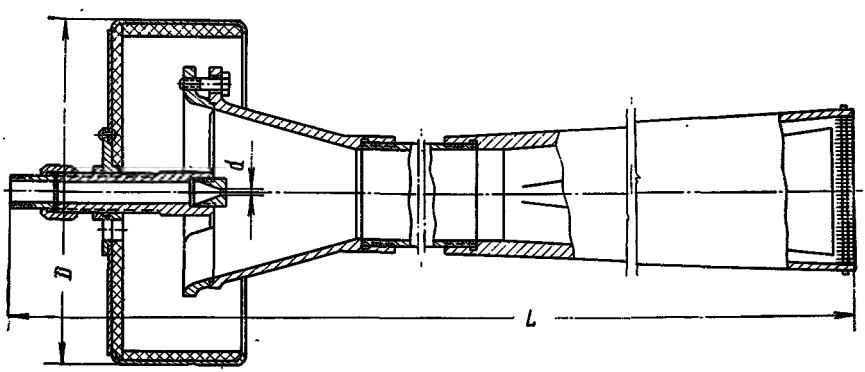


Рис. II.36. Эжекционная горелка с пластинчатым стабилизатором (прямая)

На рис. II.35 показана конструкция эжекционной горелки низкого давления с частичным подсосом воздуха, а в табл. II.23 даны соответствующие ее характеристики при давлении газа перед горелкой 130 *мм вод. ст.*

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица II.23

Основные размеры эжекционных горелок низкого давления

Расход газа в $м^3/ч$	Общая длина L	Длина насадки l	Диаметр сопла d	Число отверстий диаметром 6 *мм* в насадке
	мм			
4,7	1100	600	5,5	76
5,2	1370	870	6,5	112
6,1	1554	1050	7	134

Эжекционные горелки среднего или высокого давления выпускают в двух модификациях: прямые и угловые. Угловые устанавливают для уменьшения длины фронта обслуживания котлов.

На рис. II.36 показана прямая эжекционная горелка с пластинчатым стабилизатором, а в табл. II.24 даны ее типоразмеры.

Таблица II.24

Основные размеры эжекционных прямых горелок среднего давления

Типоразмер	Расход газа в $м^3/ч$	Давление газа в *мм вод·ст.*	Общая длина горелки L	Размеры глушителя D (или $a \times a$)	Диаметр сопла форсунки d	Размеры выхлопа насадки
			мм			
I	21,6 36,7 47,5	1000 3000 5000	1104	330	7,1	142×142
II	37 64 83	1000 3000 5000	1763	410	9	170×170
III	50 88 123	1000 3000 5000	2127	500	10,8	203×203
IV	147 255 331	1000 3000 5000	2200	670×670	9	344×344

На рис. II.37 показана угловая горелка. Ее типоразмеры приведены в табл. II.25.

Смесительные горелки подразделяются на горелки низкого и среднего давления. К смесительным горелкам низкого давления относятся горелки, работающие при давлении газа перед горелкой до 200 *мм вод. ст.* и давлении воздуха 100—150 *мм вод. ст.* К смесительным горелкам среднего давления относятся горелки, работающие при давлении газа перед горелкой до 3000 *мм вод. ст.* и при давлении воздуха 250—300 *мм вод. ст.*

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица II.25

Основные размеры эжекционных угловых горелок среднего давления

Типоразмер	Расход газа в $м^3/ч$	Давление газа в *мм вод·ст.*	Длина горелки в *мм*		Размеры глушителя *D*	Диаметр сопла форсунки *d*	Размеры выхлопа насадки
			l_1	l_2	*мм*		
I	21,6 36,7 47,5	1000 3000 5000	670	930	330	7,1	142×142
II	33 57 74	1000 3000 5000	1045	1220	410	8,5	170×170
III	38 65 91	1000 3000 5000	1189	1559	500	9,4	203×203
IV	53 90 113	1000 3000 5000	1410	1360	560	10,5	243×243

На рис. II.38 показана конструкция смесительной горелки низкого давления, а в табл. II.26 даны их типоразмеры. Центральная труба диаметром 80 *мм*, расположенная в горелке, используется как запальное отверстие или в ней устанавливается паронефтяная форсунка. Патрубки ввода газа и воздуха можно располагать под любым углом, кратным 22°30′ относительно друг друга.

Если смесительные и эжекционные горелки имеют относительно сложную конструкцию, но очень просты в установке, то подовые горелки, наоборот, имеют крайне простую конструкцию, но зато требуют тщательной установки.

На рис. II.39 показана установка подовой щелевой газовой горелки среднего давления под вертикально - цилиндрическим котлом ТМЗ-1/8. Горелка

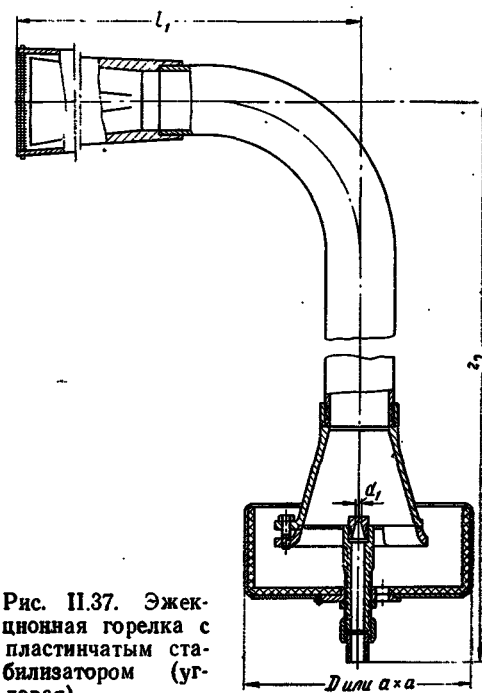


Рис. II.37. Эжекционная горелка с пластинчатым стабилизатором (угловая)

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

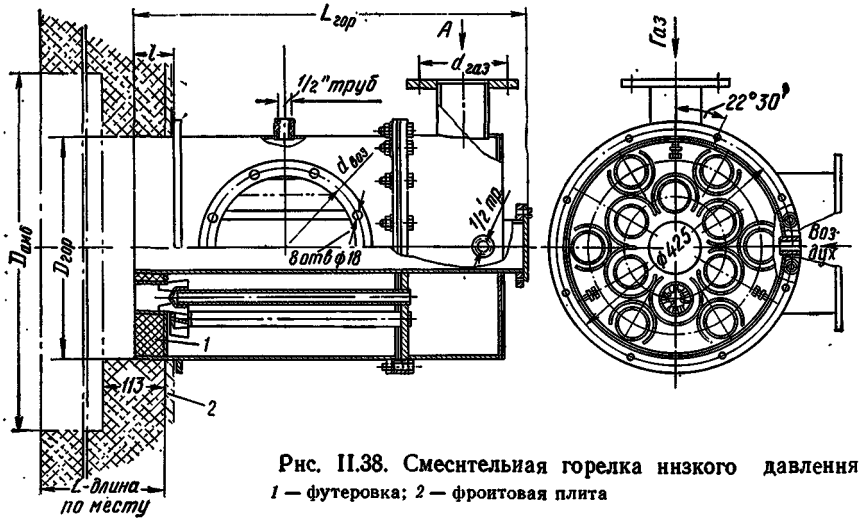


Рис. II.38. Смесительная горелка низкого давления
1 — футеровка; 2 — фронтовая плита

Таблица II.26

Типоразмеры смесительных горелок низкого давления

Расход газа в $м^3/ч$	Длина горелки L	Диаметр (внешний) горелки $D_{гор}$	Диаметр амбразуры $D_{амб}$	l	$d_{газ}$	$d_{воз}$	Число труб
	мм						
39	570	280	510	70	110	190	5
63	700	324	550	70	130	220	8
94	700	394	620	70	160	280	12
140	726	440	670	70	170	320	18
226	835	405	630	90	170	340	8
340	875	494	720	90	170	430	12
508	1045	535	760	100	210	500×280	18
940	1145	745	976	100	225	600×380	34
1100	1575	630	860	100	170	500×280	16

Примечание. Данные последней горизонтальной строки относятся к смесительной горелке среднего давления при давлении газа 3000 *мм вод. ст.* и воздуха 250 *мм вод. ст.*

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

выполнена из трубы диаметром 57/4 *мм* с шестью соплами на конце, диаметр каждого 5 *мм*. Производительность ее при давлении газа 1500 *кгс/м*^{2} составляет 95 *м*^{3}/*ч*.

Вертикальные оси газовых сопел должны совпадать с вертикальными осями смесительных каналов. Размеры смесительных каналов выбирают из соотношения их поперечного сечения к площади сопла (примерно 280). Тепловое напряжение объема форкамеры можно доводить до 12—15 *Гкал/ч·м*^{3}. Разрежение в топке поддерживают в пределах 3—4 *мм вод. ст.* Основные размеры горелки — диаметр ствола, число сопел и их диаметр — определяют в зависимости от расхода газа и его давления.

Таблица II.27

Характеристика газомазутных горелок

Показатели	ГМГ-1/1,5		ГМГ-2	ГМГ-4	ГМГ-5,5/7		НГМГ-2	НГМГ-4	НГМГ-5,5/7	
	I	II			I	II			I	II
Номинальная теплопроизводительность в *Гкал/ч*	0,9	1,35	2	4	5,5	7	2	4	5,5	7
Диапазон регулирования от номинальной теплопроизводительности в %	30—100		20—100		15—100		20—100		15—100	
Давление воздуха в *мм вод. ст*:										
первичного	35	—	—		120	—	250—300		—	—
вторичного	40	85	120		80	120	150		80	120
Расход воздуха в *м*^{3}:										
первичного	1200	1700	2700	5400	8000	10 000	500		100	
вторичного	—	—	—	—	—	—	2700	5400	8000	10 000
Давление мазута при номинальной производительности в *ати*	8	12,5	20		30		—	0,3	—	—
Давление газа с теплотой сгорания 8500 *ккал/м*^{3} в *мм вод. ст.*	150		300—359		200	300—350	300—350	300—350	200	300—350
Длина факела при номинальной нагрузке на мазуте в *м*	1—1,5	—	1,5—2		2		2—2,5		2,5—3	
Давление распыливающего пара в *ати*	0,7—1	—	1		1—2		—			

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

При сжигании газообразного топлива часто предъявляют требования к одновременному сжиганию жидкого топлива в качестве аварийного или резервного. Для этих случаев ЦКТИ им. Ползунова разработаны комбинированные газомазутные горелки типа ГМГ и НГМГ. Эти горелки различаются лишь способом распыливания мазута. В первых распыливание осуществляется с помощью пара, а во-вторых — с помощью воздуха. В табл. II.27 приводятся характеристики газомазутных горелок.

На рис. II.40 приведена газомазутная горелка типа ГМГ (при замене паромеханической форсунки низконапорной пневматической конструкция газовоздушной части остается прежней). Газомазутная горелка состоит из газовоздушной части *1*, мазутной форсунки *2*, регистра вторичного воздуха *3*, регистра *4* первичного воздуха и монтажной плиты *5*.

Пневматическая форсунка состоит из топливоподводящего устройства и ствола. В конце ствол заглушен, а по периметру трубы просверлен ряд отверстий для выхода мазута. Оба регистра как для первичного, так и для вторичного воздуха выполнены аналогичным образом и представляют собой лопаточные аппараты с прямыми лопатками, расположенными под углом 45°. С помощью регистра закрученный воздух подается к началу факела. В табл. II.28 даны размеры газомазутных горелок.

Таблица II.28

Размеры газомазутных горелок

Тип горелки	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	n_1	n_2	n_3	h_1	h_2
ГМГ-1/1,5	244	108	276	145	170	315	942	300	195	300	520	14	41	10	122	4	4	6	180	250
ГМГ-2	265	108	276	145	170	315	933	300	195	300	520	14	32	10	122	4	4	6	180	250
НГМГ-2	265	108	276	145	170	315	853	300	195	300	520	14	32	10	122	4	4	6	180	250
ГМГ-4	363	159	375	210	225	415	1161	428	255	417	600	14	50	10	122	6	8	8	235	360
НГМГ-4	363	159	375	210	225	415	1081	428	255	417	600	14	50	10	122	6	8	8	235	360
ГМГ-5,5/7	420	168	432	210	225	470	1291	525	265	495	600	14	70	10	122	6	8	8	260	427
НГМГ-5,5/7	420	168	432	210	225	470	1211	525	285	495	600	14	70	10	122	6	8	8	260	427

Горелки ГМГ и НМГМ по характеру подвода воздуха (первичного и вторичного) — горелки двухзонного типа; недостатки их в том, что они создают неравномерный воздушный поток. Это привело к разработке однозонной газомазутной горелки ГМГБ (рис. II.41) с периферийной раздачей газа и паромеханической форсункой. Пока освоен лишь один типоразмер на теплопроизводительность 5,6 *Гкал/ч*.

Разновидность газомазутных горелок — горелка с ротационными (вращающимися) форсунками. Горелка с вращающейся форсункой (рис. II.42) состоит из вращающегося с большой скоростью конического стакана *1*, расширенного в сторону потока. Внутрь стакана под небольшим давлением (~1 *ати*) через трубопровод *2* подается топливо; оно под действием центробежной силы отжимается к внутренней поверхности стакана и

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

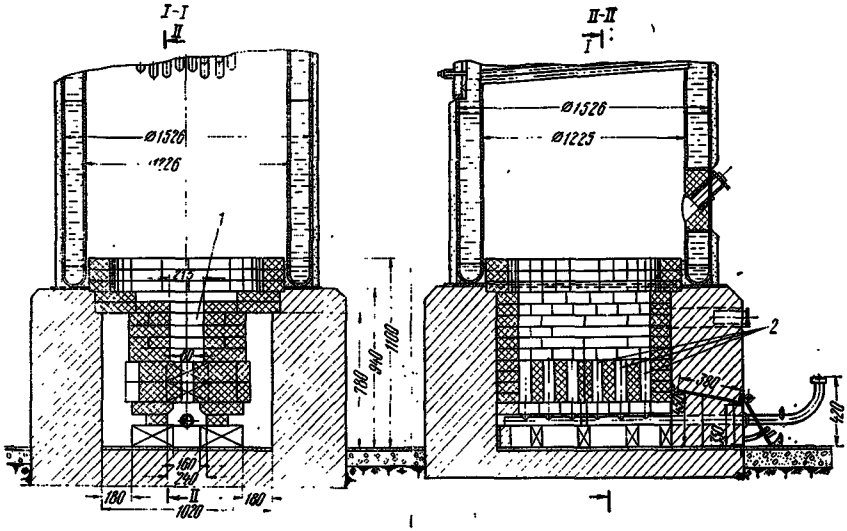


Рис. II.39. Расположение подовой щелевой горелки под вертикально-цилиндрическим котлом

1 — форкамера; *2* — каналы-смесители

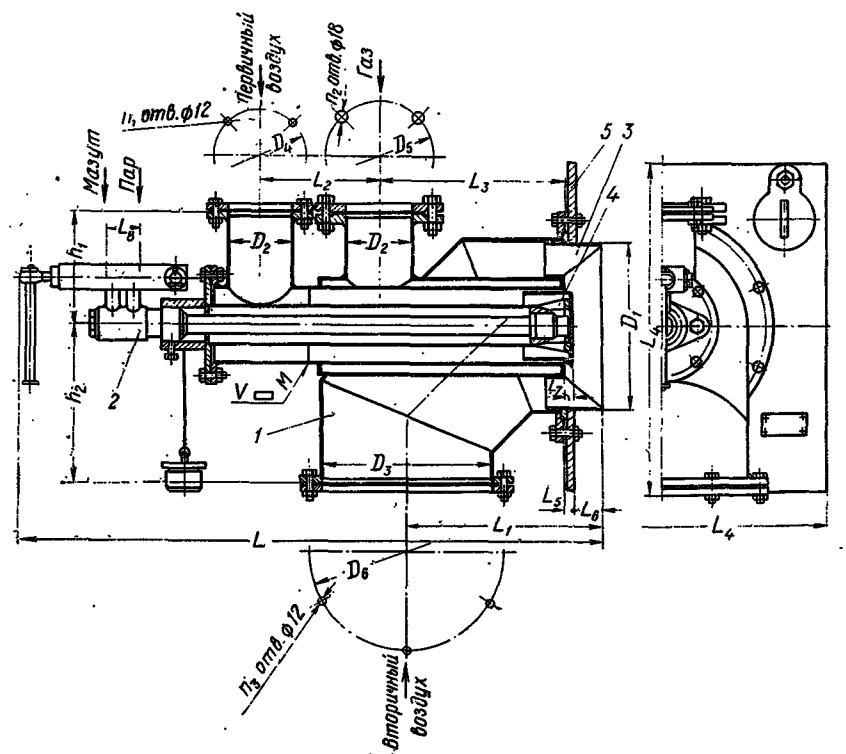


Рис. II. 40. Газомазутная горелка типа ГМГ

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

перемещается к кромке, с которой срывается и распыливается. Распыливающий стакан приводится во вращение от электродвигателя *3*. Крыльчатка вентилятора *4*, также участвующая в распыливании топлива, установлена непосредственно на оси рас-

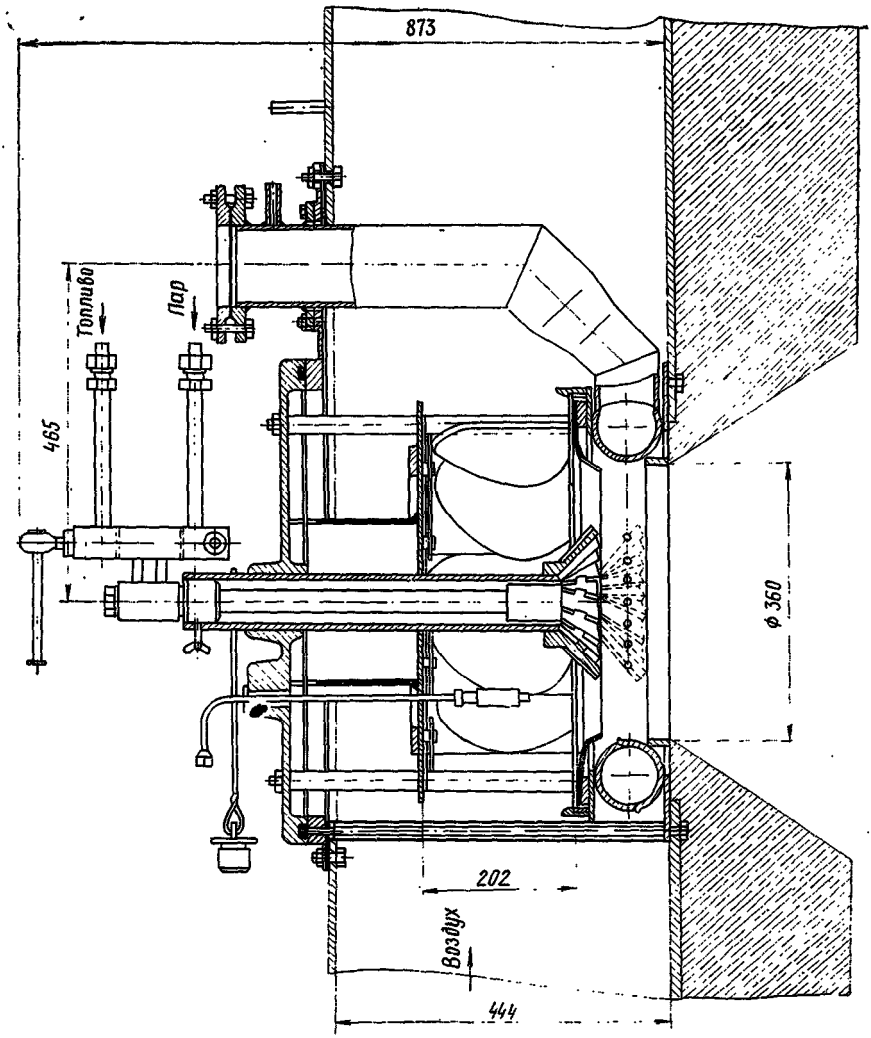


Рис. II.41. Газомазутная горелка типа ГМГБ

пыливающего стакана и приводится во вращение от того же электродвигателя. Воздух к распыленному топливу подается через кольцевую щель между распыливающим стаканом и насадком *5*, распыливающим воздух, и регулируется заслонкой *6*.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

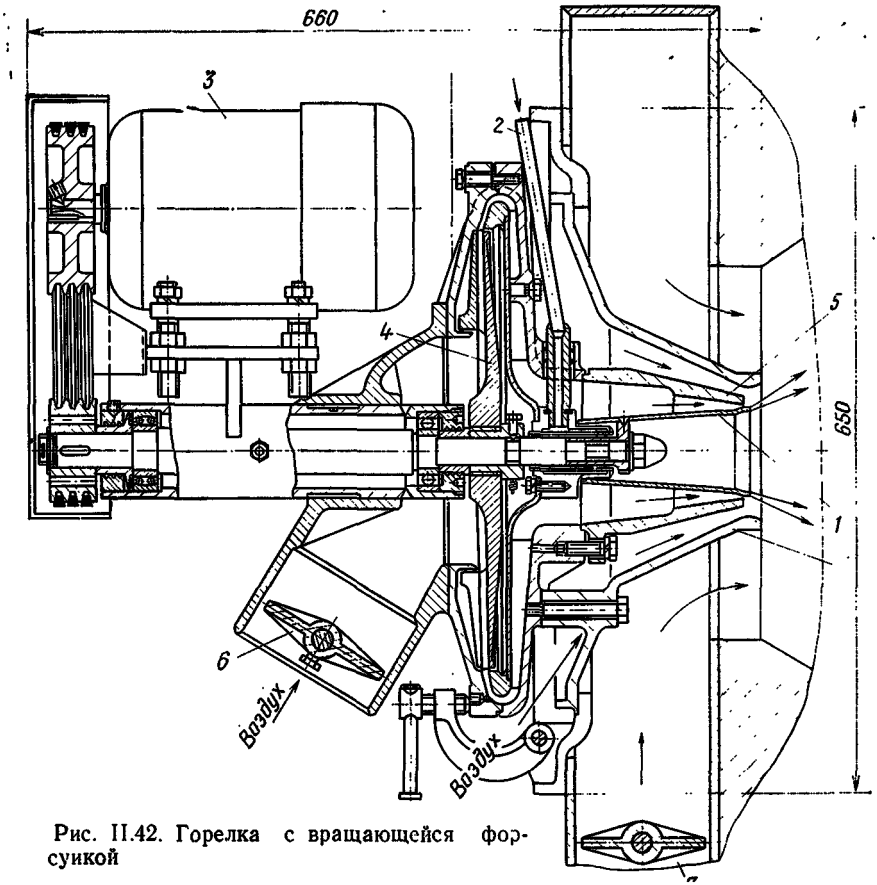


Рис. II.42. Горелка с вращающейся форсункой

Таблица II.29

Расчетные характеристики топок для сжигания природного газа

Топки	Тип горелки	Значение коэффициента избытка воздуха $\alpha_т$	Тепловое напряжение топочного объема $\frac{Q}{V_т}$, тыс. ккал/м³×ч	Потеря q_3, %	Разрежение в топке S, мм вод. ст.
Экранированные	Подовые	1,1—1,15	500	1	3—6
	Смесительные . .	1,1—1,15	300	1,5	3—4
	Эжекционные . .	1,1—1,15	300	1,5	3—4
Неэкранированные	Подовые	1,25	400	1	3—5
	Смесительные . .	1,2	250	1,5	3
	Эжекционные . .	1,2	250	1,5	3

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Вторичный воздух подается в амбразуру топки и регулируется заслонкой 7. В настоящее время заводом «Терас» изготовляются три типоразмера таких горелок для сжигания мазута или сланцевого масла: Р-2 производительностью 30 *кг/ч;* Р-3 производительностью 50 *кг/ч* и Р-1-150 производительностью 150 *кг/ч.* Еще одну конструкцию ротационной горелки под маркой АР-90 производительностью 90 *кг/ч* выпускает завод «Ильмарине».

Расчетные характеристики топок для сжигания природного газа приведены в табл. II. 29.

Глава III

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС. ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ

§ 18. Баланс тепла котельного агрегата

Уравнение баланса тепла котельного агрегата может быть представлено в виде

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100\%, \qquad (III.1)$$

а значение его коэффициента полезного действия определено из выражения.

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)\ \%, \qquad (III.1')$$

где q_3 и q_4 — соответственно потери от химического и механического недожога, определяемые по таблицам основных теплотехнических характеристик (см. тл. II).

Потеря тепла в окружающую среду q_5 зависит главным образом от теплопроизводительности котла и в случае нормальной нагрузки вычисляется по графику (рис. III.1), а при нагрузках, отличающихся от нормальной в пределах ±25%, — по формуле

$$q_5 = q_5^{нор} \frac{Q_{нор}}{Q}\ \%. \qquad (III.2)$$

Потеря тепла в окружающую среду топкой $q_5^т$ может быть принята равной $q_5^т = 0{,}5 q_5$.

Потерю тепла от наружного охлаждения, приходящуюся на долю отдельных газоходов, можно найти, вводя в формулы для определения тепла, отдаваемого поверхностям нагрева, значение коэффициента сохранения тепла φ, равного

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100}. \qquad (III.3)$$

Потеря с физическим теплом шлаком q_6 при слоевом сжигании ориентировочно, но с достаточной степенью точности определяется по формуле

$$q_6 \approx \frac{A^р \cdot 100}{Q_н^р}\ \%. \qquad (III.4)$$

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Потеря тепла с уходящими газами q_2 равна теплосодержанию газов, удаляемых в атмосферу (за вычетом количества тепла, вносимого с топливом, поступающим в топку воздухом и па-

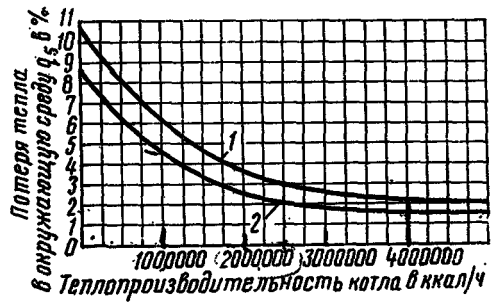


Рис. III.1. График зависимости потери тепла в окружающую среду от теплопроизводительности котла

1 — с экономайзером; *2* — без экономайзера

ровым дутьем), и поправкой на механический недожог и определяется по уравнению

$$q_2 = \frac{(\Sigma V c)\,\vartheta_{ух} - Q_т - Q_в - Q_ф}{Q_н^р}\,(100 - q_4), \qquad (III.5)$$

где $(\Sigma Vc)\vartheta_{ух}$ — теплосодержание уходящих газов в *ккал/кг*;

$Q_т$ — физическое тепло топлива в *ккал/кг*;

$Q_в$ — теплосодержание поступающего в топку воздуха в *ккал/кг*;

$Q_ф$ — тепло, вносимое в установку с паровым дутьем, в *ккал/кг*.

Физическое тепло топлива $Q_т$ определяют по формуле

$$Q_т = C_т\, t_т \ \ ккал/кг, \qquad (III.6)$$

где $C_т$ — средняя теплоемкость топлива: для твердых видов топлива $C_т = 0{,}25$ *ккал/кг·град*; для жидкого и газообразного топлива $C_т = 0{,}4$ *ккал/кг·град*;

$t_т$ — температура топлива в *град*.

Теплосодержание воздуха, поступающего в топку и газоходы, определяют по формуле

$$Q_в = \alpha\, V_0\, C_в\, t_в \ \ ккал/кг, \qquad (III.7)$$

где V_0 — теоретическое количество воздуха, необходимого для горения, в *м³/кг*;

$$V_0 = 0{,}89\,C^р + 0{,}265\,H^р + 0{,}033\,(S_л^р - O^р) \ \ м^3/кг; \qquad (III.8)$$

$C_в$ и $t_в$ — теплоемкость воздуха и его температура.

Теплоемкость воздуха при температуре его в пределах 0—200°С может быть принята равной $C_в = 0{,}32$ *ккал/м³·град*; температура воздуха при расчете типовых конструкций принимается равной 30°С; при расчете конкретных объектов ее следует принимать в зависимости от местных условий.

Тепло, вносимое в установку с паровым дутьем $Q_ф$, вычисляют по формуле

$$Q_ф = W_ф\,(i'' - 600) \ \ ккал/кг, \qquad (III.9)$$

где $W_ф$ — расход пара на дутье или распыливание: для дутья количество расходуемого пара составляет 0,7—0,8 *кг/кг* топлива; для распыливания — 0,2—0,4 *кг/кг*;

i'' — энтальпия сухого насыщенного пара в *ккал/кг*.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таким образом, для определения q_2 остается найти величину $(\Sigma V_г c_г)\ \vartheta_{ух}$, т. е. подсчитать объем дымовых газов и оценить их температуру. Как объемы дымовых газов, так и объемы воздуха вычисляют в кубических метрах при нормальных условиях (0°С и 760 *мм рт. ст.*) для 1 *кг* твердого и жидкого топлива и для 1 $м^3$ газообразного топлива.

§ 19. Подсчет продуктов сгорания

Прежде всего намечают величины коэффициентов избытка воздуха с учетом присоса воздуха в характерных местах котельной установки в функции уже известной величины $\alpha_т$, а именно:

при индивидуальных экономайзерах

$$\alpha_к = \alpha_т + 0{,}1; \qquad \alpha'_э = \alpha_к + 0{,}1;$$

при групповых экономайзерах

$$\alpha'_э = \alpha_к + 0{,}2.$$

Затем определяют минимальные, соответствующие величине коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1$, объемы дымовых газов, а также объемы избыточного воздуха и массы дымовых газов по уравнениям:

объем трехатомных газов

$$V_{RO_2} = 0{,}0186\ (C^р + 0{,}375\, S^р_л)\ м^3/кг; \qquad (III.10)$$

объем двухатомных газов

$$V^{мин}_{R_2} = 0{,}79\, V_0 + 0{,}8\ \frac{N^р}{100}\ м^3/кг; \qquad (III.11)$$

объем водяных паров

$$V_{H_2O} = 0{,}0124\ (9\, H^р + W^р + 100\, W_ф) + 0{,}016\, V_0\ м^3/кг; \qquad (III.12)$$

объем избыточного воздуха

$$\Delta V = (\alpha - 1)\ V_0\ м^3/кг; \qquad (III.13)$$

избыточный объем водяных паров

$$\Delta V_{H_2O} = 0{,}016\ (\alpha - 1)\ V_0\ м^3/кг. \qquad (III.14)$$

При избытке воздуха $\alpha > 1$ расчетные формулы видоизменяются следующим образом:

объем водяных паров

$$V_{H_2O} = V^{мин}_{H_2O} + 0{,}016\ (\alpha - 1)\ V_0\ м^3/кг; \qquad (III.15)$$

объем дымовых газов

$$\sum V = V_{RO_2} + R^{мин}_2 + V_{H_2O} + \Delta V\ м^3/кг. \qquad (III.16)$$

Объемные доли трехатомных газов (равные парциальным давлениям газов при общем давлении 1 *ата*) определяют по выражениям

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{\Sigma V}, \qquad (III.17)$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{\Sigma V}. \qquad (III.18)$$

Массу дымовых газов определяют по выражению

$$G_г = 1 - \frac{A^р}{100} + 1{,}306\,\alpha\,V_0 + W_ф \quad кг/кг. \qquad (III.19)$$

При сжигании газообразного топлива продукты сгорания можно подсчитывать по рассмотренным формулам, но при этом рабочий состав топлива должен быть представлен в процентах по массе (как это дано в табл. I.3). Если же рабочий состав газообразного топлива приведен в процентах по объему (табл. I.4) и имеются затруднения в соответствующем пересчете, то продукты сгорания подсчитывают по следующим уравнениям:

а) объем теоретически необходимого количества воздуха

$$V_0 = 0{,}0476\left[0{,}5\,CO + 0{,}5\,H_2 + 1{,}5\,H_2S + \sum\left(m + \frac{n}{4}\right)\times C_mH_n - O_2\right] \quad м^3/м^3; \qquad (III.20)$$

б) объем трехатомных газов ($\alpha = 1$)

$$V_{RO_2} = 0{,}01\ (CO_2 + CO + H_2S + \Sigma_m C_mH_n) \quad м^3/м^3; \qquad (III.21)$$

в) объем двухатомных газов ($\alpha = 1$)

$$V_{R_2}^{мин} = 0{,}79\,V_0 + 0{,}01\,N_2 \quad м^3/м^3; \qquad (III.22)$$

г) объем водяных паров ($\alpha = 1$)

$$V_{H_2O}^{мин} = 0{,}01\left(H_2 + H_2S + \Sigma\,\frac{n}{2}\,C_mH_n + 0{,}124\,d_г\right) + 0{,}016\,V_0 \quad м^3/м^3, \qquad (III.23)$$

где $d_г$ — влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 $м^3$ сухого газа, в $г/м^3$.

В этих уравнениях под обозначениями C_mH_n подразумеваются все углеводороды, входящие в состав газа, т. е. CH_4 — метан, C_2H_6 — этан, C_3H_8 — пропан, C_4H_{10} — бутан и т. д.

Массу дымовых газов при сжигании газообразного топлива подсчитывают по выражению

$$G_г = \rho_г^с + \frac{d_г}{1000} + 1{,}306\,\alpha\,V_0 \quad кг/м^3, \qquad (III.24)$$

где

$$\rho_г^с = 0{,}01\ [1{,}96\,CO_2 + 1{,}52\,H_2S + 1{,}25\,N_2 + 1{,}43\,O_2 + 1{,}25\,CO + 0{,}0899\,H_2 + \Sigma\ (0{,}536\,m + 0{,}045\,n)\ C_mH_n] \quad кг/м^3. \qquad (III.25)$$

Для удобного использования величин, подсчитанных по приведенным выражениям, целесообразнее их располагать в таблице (табл. III.1).

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица III.1

Состав продуктов сгорания и объемные доли трехатомных газов в различных газоходах котельного агрегата

Наименование величин	Формулы для расчета	Коэффициент избытка воздуха			
		$\alpha_т$	$\alpha_к$	$\alpha'_э$	$\alpha''_э$
Теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания, в $м^3/кг$	$V_0 = 0{,}089C^р + 0{,}265H^р + 0{,}033\,(S^р_л - O^р)$				
Величина $(\alpha-1)$	—				
Объем избыточного воздуха в $м^3/кг$	$\Delta V = (\alpha - 1)\,V_0$				
Избыточный объем водяных паров в $м^3/кг$	$[0{,}016\,(\alpha - 1)\,V_0]$				
Теоретический объем трехатомных сухих газов в $м^3/кг$	$V_{RO_2} = [0{,}0186\,(C^р + 0{,}375\,S^р_л)]$				
Теоретический объем двухатомных газов в $м^3/кг$	$V^{мин}_{R_2} = 0{,}79\,V_0 + 0{,}8\,\frac{N^р}{100}$				
Действительный объем сухих газов в $м^3/кг$	$V_{с.г} = V_{RO_2} + V^{мин}_{R_2} + \Delta V$				
Теоретический объем водяных паров в $м^3/кг$	$V^{мин}_{H_2O} = [0{,}0124\,(9H^р + H_2O + W^р) + 100W_ф + 0{,}016\,V_0]$				
Действительный объем водяных паров в $м^3/кг$	$V_{H_2O} = V^{мин}_{H_2O} + [0{,}016\,(\alpha - 1)V_0]$				
Общий объем дымовых газов в $м^3/кг$	$\Sigma V = V_{с.г} + V_{H_2O}$				
Объемная доля сухих трехатомных газов	$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{\Sigma V}$				
Объемная доля водяных паров	$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{\Sigma V}$				
Общая объемная доля трехатомных газов	$r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O}$				
Температура точки росы в °C	$t_{т.р} = f\,(P_{H_2O})$ ($P_{H_2O} = r_{H_2O}$ — определяется по табл. III.4)				
Масса дымовых газов в $кг/кг$	$G_г = 1 - \frac{A^р}{100} + 1{,}306\,\alpha\,V_0$				
Средняя плотность дымовых газов в $кг/м^3$	$\rho_г = \frac{G_г}{\Sigma V}$				

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Необходимо отметить, что приведенные формулы несколько отличаются от формул, применяемых при испытаниях и экспериментировании, в частности в них отсутствуют величины RO_2, O_2 и CO, получаемые в практических условиях с помощью газоанализаторов. Приводимые формулы составлены из условия полного сгорания (CO=0). Поскольку принимаемые потери от химического недожога относительно невелики, то получаемые результаты в итоге этого допущения практически вполне приемлемы. Так как расчеты по этим формулам значительно упрощаются, они рекомендуются и нормами проектирования. Поправка на химический недожог вводится в этих расчетах лишь непосредственно в баланс тепла. При обработке материалов испытаний эти формулы неприменимы.

§ 20. Теплосодержание газов

Определив объемы дымовых газов, находят их теплосодержание в заданных пунктах котельной установки по двум краевым значениям температур, характерным для этих пунктов. Например, для топок эти температуры принимаются 2000 и 900°C, а для уходящих газов—300 и 100°C. Теплосодержание дымовых газов подсчитывают по уравнению

$$I = (\Sigma V c)\, \vartheta_{ух} =$$

$$= (V_{RO_2} C_{RO_2} + V_{RO_2}^{мин} C_{R_2} + V_{H_2O}^{мин} C_{H_2O} + \Delta V C_{в.\,в})\, \vartheta \text{ ккал/кг}, \quad \text{(III.26)}$$

используя формулы (III. 10), (III.11) и др., а также соответствующие значения средних объемных теплоемкостей газов при постоянном давлении, приведенные в табл. III.2.

Полученные по уравнению (III.26) результаты помещают в табл. III.3. Чтобы избежать кропотливых вычислений в дальнейшем, по результатам табл. III.3 строят I—ϑ-диаграмму

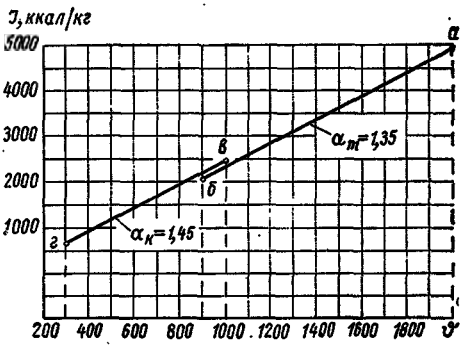


Рис. III.2. Построение I—ϑ-диаграммы для челябинского угля

(рис. III.2). По оси абсцисс отложены значения температур газов, по оси ординат — соответствующие величины теплосодержаний, полученные при составлении табл. III.3. Диаграмма построена для челябинского угля при $\alpha_т$=1,35 и $\alpha_к$=1,45.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица III.2

Средние значения объемной теплоемкости сухих газов, водяных паров и влажного воздуха в зависимости от температуры

ϑ, *град*	c_{R_2}	c_{RO_2}	c_{H_2O}	Влажный воздух $c_{в.в}$
0	0,3088	0,3805	0,3569	0,315
100	0,3096	0,4092	0,3596	0,3163
200	0,3106	0,429	0,3635	0,3181
300	0,3122	0,4469	0,3684	0,3206
400	0,3146	0,4608	0,3739	0,3235
500	0,3173	0,4769	0,3796	0,3268
600	0,3203	0,4895	0,3856	0,3303
700	0,3235	0,5008	0,392	0,3338
800	0,3266	0,511	0,3985	0,3371
900	0,3297	0,5204	0,405	0,3403
1000	0,3325	0,5288	0,4115	0,3433
1100	0,3354	0,5363	0,418	0,3463
1200	0,338	0,5433	0,4244	0,349
1300	0,3406	0,5495	0,4306	0,3517
1400	0,343	0,5553	0,4367	0,3542
1500	0,3453	0,5606	0,4425	0,3565
1600	0,3473	0,5655	0,4482	0,3587
1700	0,3493	0,5701	0,4537	0,3607
1800	0,3511	0,5744	0,459	0,3625
1900	0,3529	0,5783	0,464	0,3644
2000	0,3545	0,582	0,4689	0,3661

Для каждого значения коэффициента избытка воздуха находят два значения теплосодержания, соответствующие двум произвольно принятым значениям температур дымовых газов, которые и наносят на график (точки *а, б, в, г*). Соединяя эти точки, получаем прямые, позволяющие находить по любым заданным температурам значения теплосодержаний. Например, при $\alpha_к = 1{,}45$ и $\vartheta = 640°C$ по прямой *в—г* находим $I = 1500$ *ккал/кг* или по любым заданным значениям теплосодержаний — значения температур газов (например, при $\alpha_т = 1{,}35$ и $I = 3500$ *ккал/кг* находим $\vartheta = 1480°C$). Следует указать, что построенные прямые будут несколько отличаться от истинных, хотя и слабо выраженных кривых, так как зависимость теплоемкостей от температуры не имеет линейного характера. Но ввиду небольших интервалов между принимаемыми температурами получаемая невязка практически будет невелика.

Таким образом, подсчет теплосодержаний при известных температурах продуктов горения затруднений не представляет. Однако при определении потерн тепла с уходящнми газами температура их неизвестна и может быть определена только после экономического сопоставления отдельных вариантов.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица III.3

Теплосодержание продуктов горения

Температура газов в *град*	Трехатомные газы			Двухатомные газы			Водяные пары
	V_{RO_2}, *м³/кг*	C_{RO_2}, *ккал/м³·град*	$V_{RO_2} C_{RO_2}$, *ккал/м·град*	$V^{мин}_{R_2}$, *м³/кг*	C_{R_2}, *ккал/м³·град*	$V^{мин}_{R_2} C_{R_2}$, *ккал/кг·град*	$V^{мин}_{H_2O}$, *м³/кг*
2000							
900						$\alpha_т$	
1000							
300						$\alpha_к$	
500							
200						$\alpha'_э$	
300							
100						$\alpha''_э$	

Продолжение

Температура газов в *град*	Водяные пары		Избыточный воздух			ΣVc	Теплосодержание продуктов горения $(\Sigma Vc)\vartheta$, *ккал/кг*
	C_{H_2O}, *ккал/кг·град*	$V^{мин}_{H_2O} C_{H_2O}$, *ккал/кг·град*	$\Delta V_в$, *м³/кг*	$C_{в.в}$, *ккал/м³·град*	$\Delta V_в C_{в.в}$, *ккал/кг·град*		
2000							
900							
1000							
300							
500							
200							
300							
100							

Электронная библиотека http: tgy.khstu.ru

§ 21. Выбор значений температур уходящих газов

В практических условиях не всегда можно выбрать наивыгоднейшую температуру уходящих газов на основе сопоставления различных вариантов. Тогда остается лишь единственный путь — задаваться этой температурой на основе опыта и существующих в тот или иной период рекомендаций.

Некоторые соображения по выбору температуры уходящих газов следующие: 1) все котлы паропроизводительностью от 2,5 *т/ч* и выше (или соответственно теплопроизводительностью 1,5 *Гкал/ч* и выше) при температуре уходящих газов выше 250°С должны быть оборудованы хвостовыми поверхностями; 2) устанавливать хвостовые поверхности с чугунными котлами теплопроизводительностью менее 1 *Гкал/ч* нецелесообразно, а температуру уходящих газов следует принимать по практическим или рекомендуемым заводами-изготовителями данным; 3) для котлов паропроизводительностью до $D=50$ *т/ч* (соответственно теплопроизводительностью $Q=30$ *Гкал/ч*), оборудуемых водяными экономайзерами, температуру уходящих газов рекомендуется принимать в зависимости от оптимального значения разности между температурами газов на выходе и воды на входе в экономайзер ($\Delta t_{х.к}$ разность температур «холодного конца»).

Оптимальные значения $\Delta t_{х.к}$ составляют для котельных: с произведением годового числа часов использования на стоимость 1 *т* условного топлива (в руб.) более 25 000 $\Delta t_{х.к}=30 \div 50$°С; с произведением годового числа часов использования на стоимость 1 *т* условного топлива (в руб.) 25 000—10 000 $\Delta t_{х.к}=60 \div 80$°С. Температуру уходящих газов при установке воздухоподогревателей выбирают исходя из оптимальной величины разности между температурой газов на входе и воздуха на выходе из воздухоподогревателей ($\Delta t_{г.к}$ — разность температур «горячего конца»).

Оптимальные значения $\Delta t_{г.к}$ составляют для котельных: с произведением годового числа часов использования на стоимость 1 *т* условного топлива (в руб.) более 25 000 $\Delta t_{г.к}=35 \div 70$°С; с произведением годового числа часов использования на стоимость 1 *т* условного топлива (в руб.) 25 000—10 000 $\Delta t_{г.к}=70 \div 140$°С.

Во всяком случае температура уходящих газов за хвостовыми поверхностями не должна быть ниже:

для сухого малозольного топлива	120°С
» остальных видов топлива	140°С
» сернистого мазута	160°С

Однако приведенные температуры уходящих газов могут быть приняты без последующей проверки, если в качестве хвостовых поверхностей устанавливают либо водяные экономайзеры кипящего типа, либо теплофикационные водяные экономайзеры, подогревающие сетевую воду. Если устанавливают

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

водяные экономайзеры на питательной воде и некипящего типа или воздухоподогреватели, требуется дополнительная проверка.

При установке водяных экономайзеров некипящего типа, подогревающих питательную воду, необходимо обеспечить ее незакипание, т. е., согласно требованиям Госгортехнадзора, соблюдать условие

$$t''_э = t_н - (40 \text{ или } 20°), \qquad (III.27)$$

где $t''_э$ — температура воды на выходе из экономайзера;

$t_н$ — температура насыщенного пара, соответствующая давлению в котле (табл. III.4).

Таблица III.4

Параметры для насыщенного водяного пара

Давление P, *ата*	Температура насыщения $t_н$, *град*	Удельный объем воды V', *м³/кг*	Удельный объем насыщенного пара V'', *м³/кг*	Энтальпия в *ккал/кг*	
				i' жидкости	i'' пара
0,02	17,2	0,001001	68,25	17,25	604,9
0,03	23,8	0,001003	46,52	23,81	607,8
0,04	28,6	0,001004	36,46	28,67	609,8
0,05	32,6	0,001005	28,72	32,57	611,5
0,06	35,8	0,001006	24,19	35,83	612,9
0,08	41,2	0,001008	18,45	41,16	615,2
0,1	45,5	0,00101	14,95	45,35	617
0,15	53,6	0,001014	10,2	53,59	620,5
0,2	59,7	0,001017	7,789	59,65	623,1
0,25	64,6	0,00102	6,318	64,54	625
0,3	68,7	0,001022	5,324	68,66	626,8
0,4	75,4	0,001026	4,066	75,41	629,5
0,5	80,9	0,00103	3,299	80,86	631,6
0,6	85,5	0,001033	2,782	85,47	633,5
0,7	89,5	0,001036	2,408	89,49	635,1
0,8	93	0,001038	2,125	93,05	636,1
0,9	96,2	0,001041	1,903	96,25	637,6
1	99,1	0,001043	1,725	99,19	638,8
2	119,6	0,00106	0,9018	119,94	646,3
3	132,9	0,001073	0,6169	133,4	650,7
4	142,9	0,001083	0,4709	143,7	653,9
5	151,1	0,001092	0,3817	152,1	656,3
6	158,1	0,0011	0,3214	159,3	658,3
7	164,2	0,001107	0,2778	165,7	659,9
8	169,6	0,001114	0,2448	171,4	661,2
9	174,5	0,00112	0,2189	176,5	662,3
10	179	0,001126	0,198	181,3	663,3
11	183,2	0,001132	0,1808	185,7	664,1
12	187,1	0,001137	0,1663	189,8	664,9
13	190,7	0,001143	0,154	193,6	665,6
14	194,1	0,001148	0,1434	197,3	666,2
15	197,4	0,001153	0,1342	200,7	666,9
16	200,4	0,001157	0,1261	204	667,1
18	206,1	0,001166	0,1125	210,2	667,8
20	211,4	0,001175	0,1015	215,9	668,5
24	220,8	0,001194	0,0849	226,2	669,2
30	232,8	0,001224	0,06787	239,6	669,6
40	249,2	0,001249	0,05078	258,4	669

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Проверяют эту температуру, решая выражение

$$D\ (t''_э - t'_э) = B_р \varphi\ [(\Sigma V c)\ \vartheta'_э - (\Sigma V c)\ \vartheta''_э], \qquad (III.28)$$

где D — часовой расход воды, проходящей через экономайзер, в *кг*;

$t'_э$ — температура воды на входе в экономайзер (должна быть обязательно выше температуры точки росы, т. е. $t'_э = t_{т.р} + 5°$);

$B_р$ — часовой расход топлива в *кг* (III.40);

φ — значение коэффициента сохранения тепла (III.3).

Предварительно определив в выражении (III.28) величину $\vartheta'_э$, можно либо, задавшись значением t, найти теплосодержание $(\Sigma V_c)\vartheta''_э$, а затем по i—ϑ-диаграмме величину $\vartheta''_э$, т. е. температуру уходящих газов, либо, наоборот, по заданной температуре $\vartheta''_э$ найти величину $t''_э$.

В формуле (III.27) при групповом экономайзере разность между $t_н - t''_э$ должна быть не менее 40°, при индивидуальных экономайзерах может быть снижена до 20°.

При установке воздухоподогревателей проверяют температуру воздуха на выходе после его подогрева. По условиям эксплуатации эту температуру можно рекомендовать в пределах следующих значений:

при слоевых топках . . . . . $t''_{в.п} = 150 \div 250°C$

» сжигании мазута и газа . . . . . $t''_{в.п} = 200 \div 300°C$

Проверить можно по выражению

$$\alpha_{г.в} V_0\ [(c t)''_{в.п} - (c t)'_{в.п}], \qquad (III.29)$$

где $\alpha_{г.в}$ — значение условного коэффициента избытка воздуха при выходе его из воздухоподогревателя, равное $\alpha_{г.в} = \alpha_т - 0{,}1$;

V_0 — теоретическое количество воздуха, необходимого для горения, в *м³/кг*; остальные обозначения прежние.

Температуру воздуха на входе в воздухоподогреватель для предотвращения конденсации водяных паров принимают в пределах $t'_{р.п} = 30 \div 60°C$. В этом выражении, так же как и в выражении (III.28), зная $\vartheta_{и.п}$, можно по остальным данным проверить либо $t''_{и.п}$ либо $\vartheta''_{в.п}$.

Итак, для решения выражений (III.28) и (III.29) нужно знать температуру газов либо перед экономайзером ($\vartheta'_э$), либо перед воздухоподогревателем ($\vartheta'_{в.п}$).

Эти температуры можно найти из выражения

$$\alpha'_э = \alpha'_{в.п} = \frac{\vartheta_к\ \alpha_к + t_в\ (\alpha'_{э.в.п} - \alpha_к)}{\alpha'_{э.в.п}}, \qquad (III.30)$$

где $t_в$ — температура воздуха котельной (обычно 20—30°C);

$\vartheta_к$ — температура газов за котлом; принимается либо по имеющимся данным, либо по ориентировочным эмпирическим формулам, приводимым ниже.

Остальные обозначения прежние.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Ориентировочная оценка температуры газов за котлами различных конструкций в зависимости от величины паросъема может быть рекомендована по следующим эмпирическим формулам:

для чугунных котлов новых конструкций

$$\vartheta_к = 145 + 10\,\frac{D_н}{H_к}; \qquad (III.31)$$

для жаротрубных котлов

$$\vartheta_к = 100 + 10\,\frac{D_н}{H_к}; \qquad (III.32)$$

для вертикально-цилиндрических котлов (типа ВГД и др.)

$$\vartheta_к = 150 + 10\,\frac{D_н}{H_к}; \qquad (III.33)$$

для горизонтально-водотрубных котлов

$$\vartheta_к = 155 + 6{,}65\,\frac{D_н}{H_к}. \qquad (III.34)$$

Для вертикально-водотрубных котлов значения, полученные по формуле (III.34), должны быть снижены на 50—70°.

§ 22. Выбор значений температур питательной воды в паровых котельных установках и обратной воды в водогрейных котельных установках

В большинстве случаев при эксплуатации паровых котельных установок температура питательной воды — величина относительно постоянная и колеблется в пределах 60—100°С. Кроме того, для котлов, работающих при давлении 14—24 *ата*, в соответствии с ГОСТ 3619—69 температура питательной воды стандартизована и принимается равной 100°С. Таким образом, при оборудовании подобных котельных водяными экономайзерами возможность выпадения росы на их поверхности исключается. В случае питания экономайзера водой с пониженной температурой температура питательной воды не должна быть ниже $t'_э > t_{т.р} + 5°$.

Иное положение наблюдается в водогрейных котельных установках, где температура обратной воды — величина переменная, зависящая от наружных температур, и в течение большей части отопительного периода весьма низка.

Примерный график изменения температур горячей и обратной воды в системе теплоснабжения в зависимости от наружной температуры показан на рис. III.3, где по оси абсцисс отложены наружные температуры, а по оси ординат — температуры воды в подающих и обратных магистралях. На графике видны три характерные точки: *1* и *2*, которыми обычно задаются, и *3*, которая соответствует $t_н = +20°С$ (предполагается, что

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

окна открыты, а температура наружного и внутреннего воздуха и температура воды в нагревательных приборах одинаковы). В табл. III.5 приведены значения температур точки росы для различных видов топлива.

Таблица III.5

Температура точки росы при обычном составе уходящих газов

Род топлива	Температура точки росы в *град*
Антрацит:	
вентиляторное дутье	10
паровое »	35
Мазут:	
воздушное распыливание	40
паровое »	50
Бурый уголь	50
Дрова и торф при $W^р=40\%$	55
Природный газ	60

При сопоставлении данных табл. III.5 и графика (см. рис. III.3) видно, что выпадение росы на поверхности котлов и экономайзеров исключается лишь при сжигании антрацита. При сжигании же всех прочих видов топлива температура воды в обратных магистралях падает ниже точки росы при наружной температуре, начиная с $t_н=-20°C$ (для природного газа).

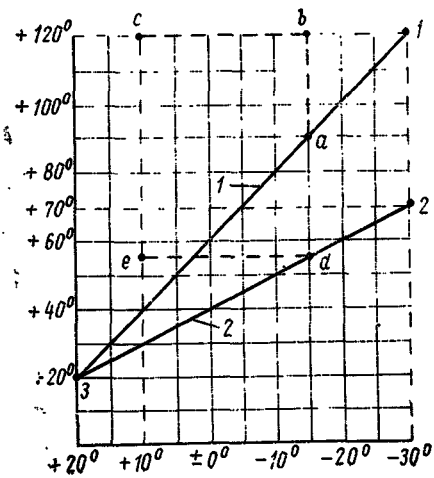


Рис. III.3. График изменения температур в подающей и обратной магистралях системы теплоснабжения в зависимости от изменения температуры наружного воздуха

1 — в подающей магистрали; *2* — в обратной магистрали

По данным табл. I.2, примерно в течение $^4/_5$ всего отопительного периода возможно выпадение росы на поверхности экономайзера и котлов и их коррозия. Чтобы предотвратить это, применяют подмешивание или рециркуляцию. Подмешивание (рециркуляция), т. е. повышение температуры воды выше точки росы, можно выполнять по нескольким схемам. Эти схемы и соответствующие расчеты приведены в гл. X.

§ 23. Определение часового расхода топлива

Подсчитав значения коэффициента полезного действия котельной установки по уравнению (III.1) и зная график потреб-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

ления тепла (см. рис. I.1 или рис. I.2), определяют часовой расход топлива по максимальной и минимальной нагрузкам как для всей котельной в целом, так и для одного котла:

если котельная водогрейная и нагрузка дана в *ккал/ч*, то по формуле

$$B = \frac{Q_{расч}}{Q_{н}^{р}\,\eta}\,100 \quad кг/ч; \qquad (III.35)$$

если котельная паровая и нагрузка дана в *кг/ч*, то по формуле

$$B = \frac{D_{расч}\,\Delta i + D_{пр}\,\Delta i_{пр}}{Q_{н}^{р}\,\eta}\,100 \quad кг/ч. \qquad (III.36)$$

В формуле (III.36) величина $\Delta i = i_{н} - i_{п.в}$ *ккал/кг* — разность энтальпий насыщенного пара, вырабатываемого котлом, и питательной воды, принимаемой численно равной ее температуре; величина $\Delta i_{пр} = i_{пр} - i_{п.в}$ *ккал/кг* — разность энтальпий продувочной и питательной воды; энтальпия продувочной воды берется численно равной температуре насыщения; $D_{пр}$ — величина продувки в *кг/ч*, принимаемая ориентировочно 3—5% расчетной паропроизводительности. Значения $i_{н}$ и $t_{н}$ берут из табл. III.4.

Расход топлива, которое подается в топки котлов, подсчитанный по формулам (III.35) и (III.36), является фактическим. Однако в процессе горения из-за механической неполноты сгорания (q_4) часть топлива не используется, поэтому при подсчете продуктов горения и количества потребного воздуха вводится соответствующая поправка $\left(1 - \frac{q_4}{100}\right)$ и, следовательно, расчетный расход топлива при производстве тепловых расчетов принимается равным

$$B_{р} = B\left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \quad кг/ч. \qquad (III.37)$$

При сжигании жидкого и газообразного топлива поправка $\left(1 - \frac{q_4}{100}\right)$ не вводится.

Глава IV

РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

§ 24. Определение тепловыделения в топке и теоретической температуры горения

После определения объемов продуктов горения и построения $I - \vartheta$-диаграммы подсчитывают полезное тепловыделение в топке:

$$Q_{т} = (\Sigma V c)\,\vartheta_{т.г} = I_{т.г} = Q_{н}^{р}\,\frac{100 - q_3 - q_6}{100} + Q_{в} + Q_{т} + Q_{ф}; \qquad (IV.1)$$

$Q_{в}$, $Q_{т}$ и $Q_{ф}$ подсчитываются по уравнениям (III.6), (III.7) и (III.9).

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Определив $(\Sigma V_c)\vartheta_{т.г}$ по $I-\vartheta$-диаграмме, построенной при заданном значении коэффициента избытка воздуха в топке, находят соответствующую этому теплосодержанию температуру ($\vartheta_{т.г}$), которая и является температурой горения, т. е. той температурой, которую имели бы газы, если бы в топке не было теплообмена.

Для проверки значений температуры, получаемых при расчете, можно пользоваться табл. IV.1.

Таблица IV.1

Теоретическая температура горения для некоторых видов топлива (без учета величины коэффициента полезного действия топки)

Топливо	Температура горения при значении коэффициента избытка воздуха в *град*			
	1	1,3	1,5	2
Антрацит	2270	1845	1655	1300
Подмосковный уголь	1875	1590	1425	1150
Торф	1700	1510	1370	1110
Дрова	1855	1575	1435	1165
Мазут	2125	1740	1580	1265
Природный газ	2000	1749	1478	1167

§ 25. Определение температуры газов на выходе из топки

Температура газов на выходе из топки — следствие процесса теплопередачи в топке. Оптимальные значения температуры на выходе из топки находятся в пределах 900—1150°С. Верхний предел, чтобы избежать шлакования конвективной поверхности труб, должен быть на 50—100° ниже температуры размягчения золы. Нижний предел обусловливается устойчивостью процесса горения и минимальным значением потерь от химического и механического недожога.

Если температура на выходе из топки ниже приведенного значения, то необходимо уменьшить лучевоспринимающую поверхность нагрева. В этом случае устраивают либо своды, либо защитные стенки, либо выносные топки. При повышении температуры на выходе из топки выше температуры размягчения золы эту поверхность желательно увеличить (одним из способов увеличения этой поверхности является применение экранов).

Таким образом, цель расчета теплопередачи в топке заключается в том, чтобы обеспечить требуемую температуру в топке и определить необходимую лучевоспринимающую поверхность нагрева или, наоборот, проверить температуру газов на выходе из топки по заданной поверхности нагрева. Температура газов на выходе из топки определяется по нормативному методу,

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

приведенному в тепловом расчете котельных агрегатов [14], и с последующими его уточнениями.

Если задается температура газов на выходе из топки, то величина лучевоспринимающей поверхности определяется по формуле

$$H_л = \frac{10^8 B_р Q_л}{4{,}9 M \zeta a_т T''_т T^3_{т.г}} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2}\left(\frac{T_{т.г}}{T''_т} - 1\right)^2} \; м^2. \qquad (IV.2)$$

При заданной лучевоспринимающей поверхности значение температуры газов на выходе из топки определяется по формуле

$$\vartheta''_т = \frac{T_{т.ч}}{M\left(\frac{4{,}9\cdot 10^{-8}\zeta H_л a_т T^3_{т.г}}{\varphi B_р (V c)_{ср}}\right)^{0,6} + 1} - 273\,°C. \qquad (IV.3)$$

Величины, входящие в формулы (IV.2) и (IV.3):

1. Расчетный расход топлива $B_р$ в *кг/ч*, сжигаемого под одним котлом, определяется по формуле (III.37).

2. Количество тепла, выделяемое в топке за счет излучения $Q^в_л$ в *ккал/кг* (или *ккал/м*^{3}), определяют по формуле

$$Q_л = \varphi\left[(\Sigma V c)\,\vartheta_{т.г} - (\Sigma V c)\,\vartheta''_т\right] \; ккал/кг. \qquad (IV.4)$$

Как здесь, так и в формуле (IV.3) величину коэффициента сохранения тепла φ находят из выражения (III.3).

Теплосодержание дымовых газов при теоретической температуре горения $(\Sigma Vc)\vartheta_{т.г}$ подсчитывают по формуле (IV.1).

Теплосодержание дымовых газов по выходе из топки $(\Sigma Vc)\vartheta''_т$ определяют по *I—ϑ-диаграмме*, по заданному значению коэффициента избытка воздуха $\alpha_т$ и по предварительно принимаемой температуре $\vartheta''_т$.

3. Величину условного коэффициента загрязнения ζ принимают в зависимости от рода сжигаемого топлива и типа экранных поверхностей: для гладкотрубных экранов при сжигании газообразного топлива $\zeta=0{,}8$, а при сжигании жидкого и твердого топлива в слое $\zeta=0{,}6\div0{,}7$.

4. Абсолютную теоретическую температуру горения и абсолютную температуру на выходе из топки подсчитывают так:

$$T_{т.г} = \vartheta_{т.г} + 273\,°K \text{ и } T''_т = \vartheta''_т + 273\,°K.$$

5. Среднюю суммарную теплоемкость продуктов горения определяют из выражения

$$(V c)_{ср} = \frac{(\Sigma V c)\,\vartheta_{т.г} - (\Sigma V c)\,\vartheta''_т}{\vartheta_{т.г} - \vartheta''_т} \; ккал/кг\cdot град. \qquad (IV.5)$$

6. Величину расчетного коэффициента M, зависящего от относительной высоты положения максимальной температурной зоны топочных газов X и формы температурного поля, определяют по формуле

$$M = A - BX. \qquad (IV.6)$$

Ориентировочно при сжигании твердого топлива в слое и сжигании мазута и газа значения A и B можно принимать равными: $A=0{,}52$ и $B=0{,}3$. Величину X подсчитывают из выражения

$$X = \frac{h_1}{h_2}, \qquad (IV.7)$$

где h_1 — расстояние от нижней плоскости топки до плоскости максимальных температур топочных газов; при слоевом сжигании за нижнюю плос-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

кость топки принимается плоскость, расположенная на уровне колосниковой решетки, для этой же плоскости характерна и зона наиболее высоких температур, следовательно, в этом случае $h_1=0$ и $X=0$;

h_2 — расстояние от нижней плоскости топки до центра входного отверстия дымовых газов в первых газоходах.

При сжигании мазута и газа за нижнюю плоскость топки принимают плоскость пода, а зона высших температур газов считается по оси горелок.

7. Степень черноты топки $a_т$ определяют так:

для слоевых топок

$$a_т = \frac{a_ф + (1 - a_ф)\,\rho\,\psi'}{1 - (1 - \psi'\rho)\,(1 - \rho\,\psi')\,(1 - a_ф)}; \qquad (IV.8)$$

$$a_г = \frac{a_ф}{a_ф - (1 - a_ф)\,\psi'}. \qquad (IV.9)$$

Как видно, для нахождения степени черноты топки, в свою очередь, необходимо определить ряд величин.

8. Степень черноты факела $a_ф$ определяют из выражения

$$a_ф = a_{св}\,m + a_{н.св}\,(1 - m), \qquad (IV.10)$$

где $a_{св}$ и $a_{н.св}$ — степень черноты светящихся и несветящихся компонентов пламени;

m — значение коэффициента, зависящего от рода топлива и способа его сжигания; подбирается из табл. IV.2.

Таблица IV.2

Значения коэффициента m

Вид пламени	m
Светящееся пламя при сжигании жидких топлив и твердых топлив, богатых летучими . . .	0,6—0,4
Несветящееся пламя при сжигании газообразных топлив, а также слоевом сжигании антрацита и тощих углей	0

Степень черноты газовых компонентов $a_{св}$ и $a_{н.св}$ определяют по формуле

$$a = 1 - e^{-kps}, \qquad (IV.11)$$

где основание натуральных логарифмов $e=2{,}718$, давление в топке $P=1$ *ата* (при работе без наддува); величина коэффициента ослабления лучей топочной средой k определяется:

для светящегося пламени

$$k = 1{,}6\,\frac{T_т^н}{1000} - 0{,}5; \qquad (IV.12)$$

для несветящегося пламени

$$k = k_г\,r_п. \qquad (IV.13)$$

В формуле (IV.13) значение коэффициента ослабления лучей трехатомными газами определяют по номограмме (рис. IV.1), найдя предварительно

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

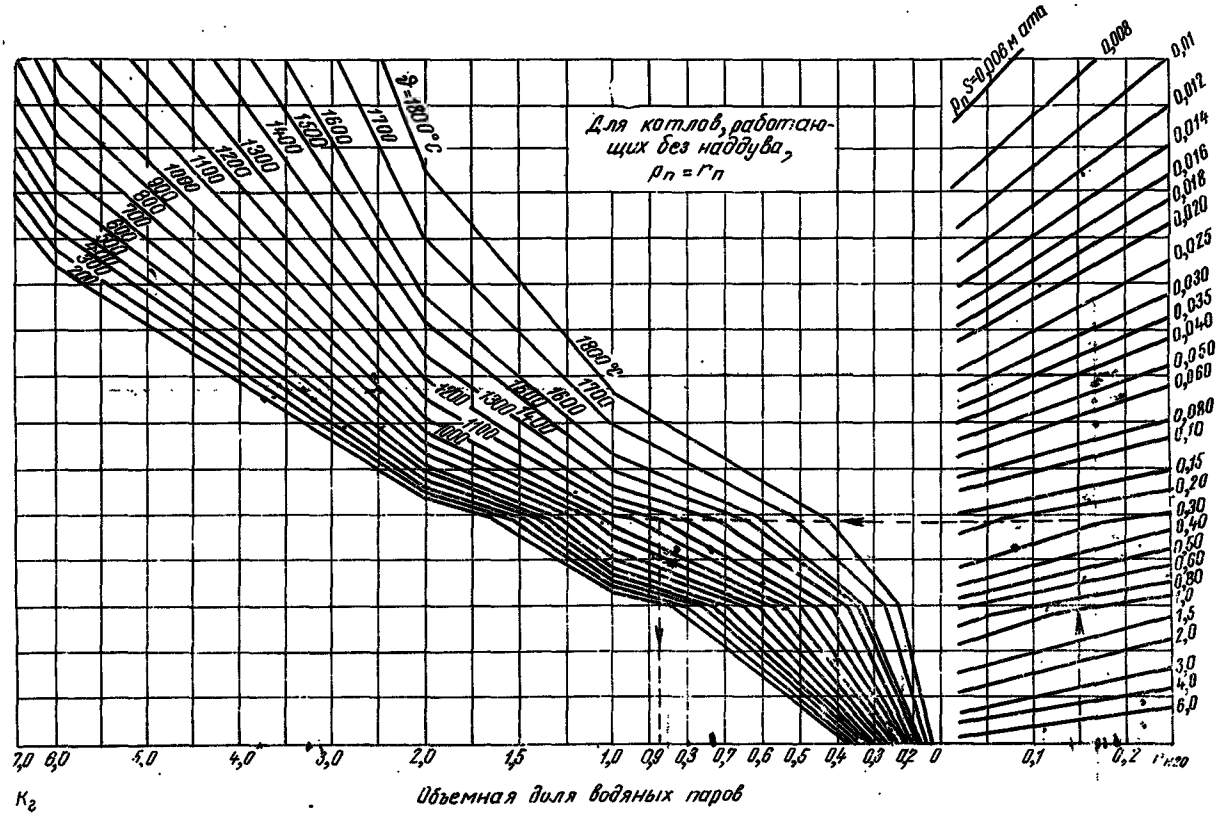


Рис. IV.1. Номограмма для определения значения коэффициента ослабления лучей трехатомными газами

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

по табл. III.1 объемную долю водяных паров r_{H_2O} и суммарную долю трехатомных газов ($r_п = r_{H_2O} + r_{RO_2}$).

При работе котлов без наддува суммарное парциальное давление трехатомных газов численно равно их объемной доле, т. е. (при $P = 1$ *ата*)

$$P_п = P - r_п = r_п. \qquad (IV.14)$$

Эффективную толщину излучающего слоя S определяют по формуле

$$S = 3{,}6\,\frac{V_т}{H_{ст}}, \qquad (IV.15)$$

где $V_т$ — объем топочной камеры в $м^3$;
$H_{ст}$ — полная поверхность стен топки в $м^2$.

Степень черноты топочной среды a может быть найдена также по номограмме рис. IV.2

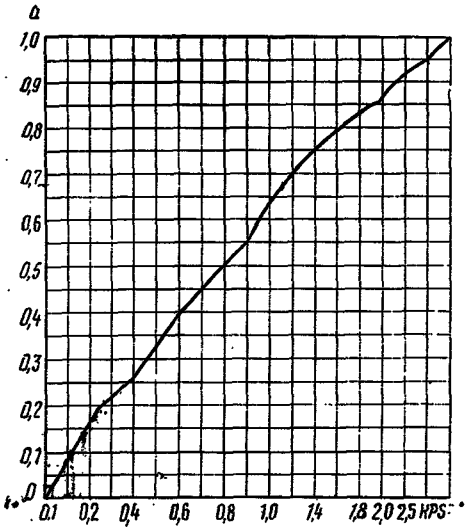


Рис. IV.2. Номограмма для определения степени черноты топочной среды a

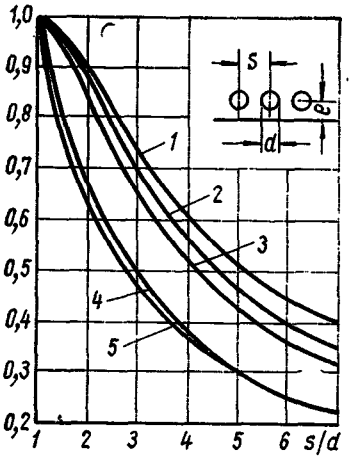


Рис. IV.3. График для определения значения углового коэффициента облучения однородного гладкотрубного экрана
1 — при $l \geq 1{,}4d$ с учетом излучения обмуровки; *2* — то же, при $l = 0{,}8d$; *3* — то же, при $l = 0{,}5\,d$; *4* — то же, при $l = 0$; *5* — при $l > 0$, $5d$ и без учета излучения обмуровки

9. Степень экранирования топки ψ определяют по формулам:
для слоевой топки

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

$$\psi' = \frac{H_л}{H_{ст} - R}; \qquad (IV.16)$$

для камерной топки

$$\psi = \frac{H_л}{H_{ст}}. \qquad (IV.17)$$

10. Величину ρ, характеризующую отношение площади зеркала горения R к лучевоспринимающей поверхности нагрева $H_л$, определяют по формуле

$$\rho = \frac{R}{H_л}. \qquad (IV.18)$$

11. Поверхность $H_л$, воспринимающую лучистое тепло, определяют по формуле

$$H_л = \Sigma F_{пл}\, x \ м^2, \qquad (IV.19)$$

где $F_{пл}$ — площадь стены, занятая экраном, в $м^2$;
x — величина углового коэффициента экрана.

Площадь стены $F_{пл}$, занятую экраном, определяют как произведение расстояния между осями крайних труб b в $м$ на соответствующую освещенную их длину l в $м$, т. е.

$$F_{пл} = b\, l \ м^2. \qquad (IV.20)$$

Для экрана двустороннего облучения

$$F_{пл} = 2b\, l \ м^2. \qquad (IV.21)$$

Величину углового коэффициента экрана x определяют для настенных экранов по кривым рис. IV.3 с учетом излучения обмуровки. Для лучевоспринимающей поверхности котельного пучка угловой коэффициент берут равным 1.

Итак, рассмотрены все величины, входящие в формулы (IV.2) и (IV.3). Если по формуле (IV.2) определяется неизвестная лучевоспринимающая поверхность $H_л$, то для оценки степени черноты топки $a_т$ предварительно задаются степенью экранирования топки ψ (или соответственно ψ'), которую обычно принимают в пределах 0,3—0,8.

После расчета топки необходимо проверить соответствие между ориентировочно принятой степенью экранирования топки и полученной в результате расчета, при этом расхождение не должно превышать $\pm 5\%$.

Найдя полную лучевоспринимающую поверхность $H_л$, из нее сначала вычитают лучевоспринимающую поверхность котельного пучка, а затем определяют из выражения (IV.19), задаваясь значением углового коэффициента экрана (т. е. принимая определенное положение труб относительно стен обмуровки), поверхность экранированных стен. Далее, задаваясь диаметром d в $м$ и их шагом S в $м$, определяют фактически размещаемую поверхность нагрева $H_{факт}$ по формуле

$$H_{факт} = \frac{\Sigma F_{пл}\, \pi d}{S} \ м^2. \qquad (IV.22)$$

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

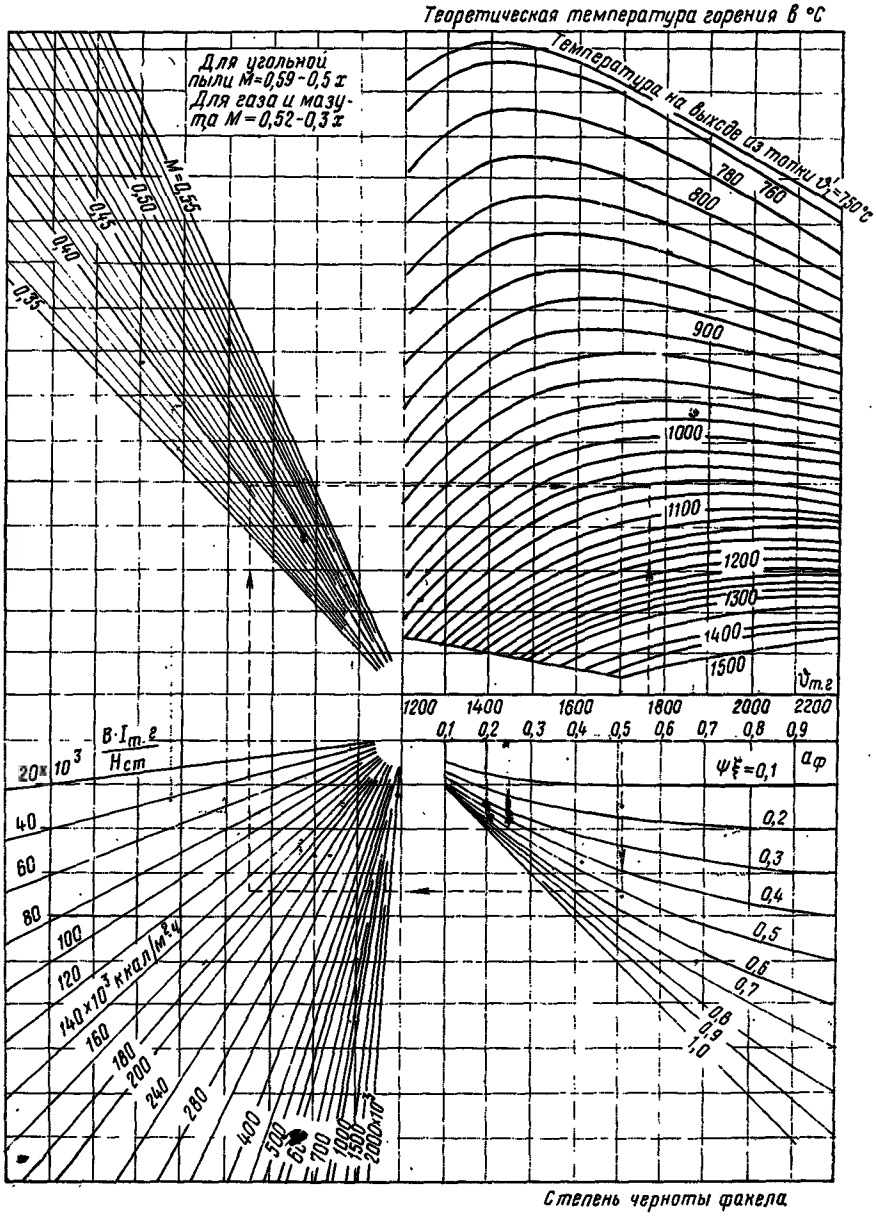


Рис. IV.4. Номограмма для определения температур дымовых газов на выходе из топки

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Если же расчет ведут по формуле (IV.3), то по чертежам определяют объем и лучевоспринимающую поверхность топки, а затем находят степень экранирования топки. Чтобы найти степень черноты факела $a_ф$ и среднюю суммарную теплоемкость продуктов горения $(V\ c)_{ср}$, приходится предварительно задаваться температурой на выходе из топки. Если температура на выходе из топки, найденная по формуле (IV.3), будет отличаться от заданной более чем на 100°, то значения величин $(V\ c)_{ср}$ и $a_ф$ следует исправить соответственно полученной температуре и после этого снова определить температуру на выходе из топки. Вместо решения уравнения (IV.3) можно воспользоваться номограммой, приведенной на рис. IV.4.

§ 26. Расчет газоходов паровых котлов

Тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева, или, как принято говорить, газоходов, выполняют в таких случаях: 1) при разработке новых конструкций; тогда по заданным температурам газов до и после газохода определяются необходимые конвективные поверхности нагрева этих газоходов; 2) при выполнении проверочных расчетов существующих конструкций; тогда по уже имеющимся поверхностям нагрева определяются температуры дымовых газов, омывающих эти поверхности.

Основные уравнения при расчете конвективного теплообмена в газоходах следующие:

уравнение теплопередачи

$$Q_т = K_I H_I \Delta t_{ср} \quad ккал/ч; \qquad (IV.23)$$

уравнение количества тепла, переданного поверхности нагрева в результате изменения теплосодержаний газов до входа в газоход и по выходе из него:

$$Q_б = B_р \varphi \ (I'_I - I''_I + \Delta I_в) \ ккал/ч. \qquad (IV.24)$$

Расчет считается завершенным, когда оба уравнения превращаются в равенство

$$K_I H_I \Delta \varphi_{ср} = B_{ср} \varphi \ (I'_I - I''_I + \Delta I_в) \qquad (IV.25)$$

(в данном случае в обозначениях принят условно первый газоход),

где $B_р$ — часовой расход топлива в *кг* (III.40);

φ — значение коэффициента сохранения тепла, учитывающего потери тепла в окружающую среду (III.3);

$I'_I = (\Sigma V c)\vartheta'_I$ и $I''_I = (\Sigma V c)\vartheta''_I$ — теплосодержание газов до и после газохода, определяемое по табл. III.3 или по графику рис. III.2;

$\Delta I_в = \Delta\alpha_I V_0 C_в t_в$ — теплосодержание воздуха, присосанного в газоход (значения $C_в$ и $t_в$ выбираются, как указано на стр. 89);

$\Delta\alpha_I = \alpha''_I - \alpha'^I$ — приращение значения коэффициента избытка воздуха в газоходе;

H_I — поверхность нагрева первого газохода в $м^2$;

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

K_I — значение коэффициента теплопередачи от газов к воде в *ккал/м²·ч·град*;

$\Delta t_{ср}$ — средняя логарифмическая разность температур нагревающей и нагреваемой среды (иначе называемая температурным напором), равная

$$\Delta t_{ср} = \frac{\vartheta_I' - \vartheta_I''}{\ln \frac{\vartheta_I' - t_н}{\vartheta_I'' - t_н}}, \qquad (IV.26)$$

где ϑ_I' и ϑ_I'' — соответствующие температуры газов;

$t_н$ — температура насыщенного пара, соответствующая избранному расчетному давлению пара, в *град*.

Поверхность нагрева газохода H определяется в зависимости от конструкции котла. Например, для водотрубных котлов

$$H = H_I = H_{II} = n \pi d l \quad м^2,$$

где n — число труб с наружным диаметром d в *м*, входящих в газоход;

l — длина труб, соответствующая длине или высоте газохода, в *м*.

Для жаротрубных котлов

$$H_I = \pi d l \quad м^2,$$

где d — внутренний диаметр жаровой трубы в *м*;

l — ее длина (исключая топку) в *м*.

Из всех величин, входящих в равенство (IV.25), наиболее сложно определить величину коэффициента теплопередачи от газов к воде K. Для различных конструкций котлов в зависимости от направления газового потока по отношению к поверхности нагрева величины коэффициентов теплопередачи подсчитывают различно.

Для котельных поверхностей величину расчетного коэффициента теплопередачи подсчитывают из выражения

$$K = \frac{\omega \alpha_к + \alpha_л}{1 + \varepsilon (\omega \alpha_к + \alpha_л)} \quad ккал/м^2 \cdot ч \cdot град, \qquad (IV.27)$$

где ω — значение величины коэффициента омывания или степень заполнения газохода; для большинства существующих конструкций составляет 0,9—1;

ε — значение коэффициента загрязнения; зависит от рода сжигаемого топлива, скорости перемещения дымовых газов, диаметра труб и их расположения; средние его значения могут быть взяты из табл. IV.3;

$\alpha_к$ — значение коэффициента теплоотдачи конвекцией от газов к стенке в *ккал/м²·ч·град*; зависит от скорости и температуры газового потока, диаметра и расположения труб (шахматное, коридорное) и характера их омывания (продольное, поперечное);

$\alpha_л$ — значение коэффициента теплоотдачи излучением продуктов сгорания в *ккал/м²·ч·град*; зависит от температуры газов, толщины излучающего слоя и парциальных давлений трехатомных сухих газов и водяных паров.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица IV.3

Значения коэффициента ε

Топливо	Гладкотрубные пучки	Чугунные экономайзеры
Твердое топливо	0,015—0,02	0,03
Мазут	0,015	0,025
Древесина	0,01	0,02
Природный газ	0,005	0,01

Значение коэффициента теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков находят по формуле

$$\alpha_к = 0{,}177\, c_z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w\,d}{\nu}\right)^{0{,}64} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}, \qquad \text{(IV.28)}$$

где c_z — поправка на число поперечных рядов труб;
λ — значение коэффициента теплопроводности при средней температуре потока (табл. IV.4) в *ккал/м·ч·град*;
ν — значение коэффициента кинематической вязкости при средней температуре потока (табл. IV.4) в *м²/сек*;
w — скорость газов в *м/сек*;
d — наружный диаметр труб в *м*,

или по номограмме (рис. IV.5).

Таблица IV.4

Физические характеристики воздуха и дымовых газов среднего состава

Температура в *град*	Воздух		Дымовые газы		
	10^6, *м²/сек*	$\lambda 10^2$, *ккал/м²·ч·град*	$\nu\, 10^6$, *м²/сек*	$\lambda\, 10^2$, *ккал/м²·ч·град*	Pr
0	13,3	2,1	12,2	1,96	0,72
100	23	2,76	21,5	2,69	0,69
200	34,8	3,38	32,8	3,45	0,67
300	48,2	3,96	45,8	4,16	0,65
400	63	4,48	60,4	4,9	0,64
500	79,3	4,94	76,3	5,64	0,63
600	96,8	5,36	93,6	6,38	0,62
700	115	5,77	112	7,11	0,61
800	135	6,17	132	7,87	0,6
900	155	6,56	152	8,61	0,59
1000	178	6,94	174	9,37	0,58
1100	199	7,31	197	10,1	0,57
1200	223	7,67	221	10,8	0,56

Значение коэффициента теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков находят по формуле

$$\alpha_к = 0{,}27\, c_z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w\,d}{\nu}\right)^{0{,}6} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град} \qquad \text{(IV.29)}$$

или по номограмме (рис. IV.6); все обозначения прежние.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

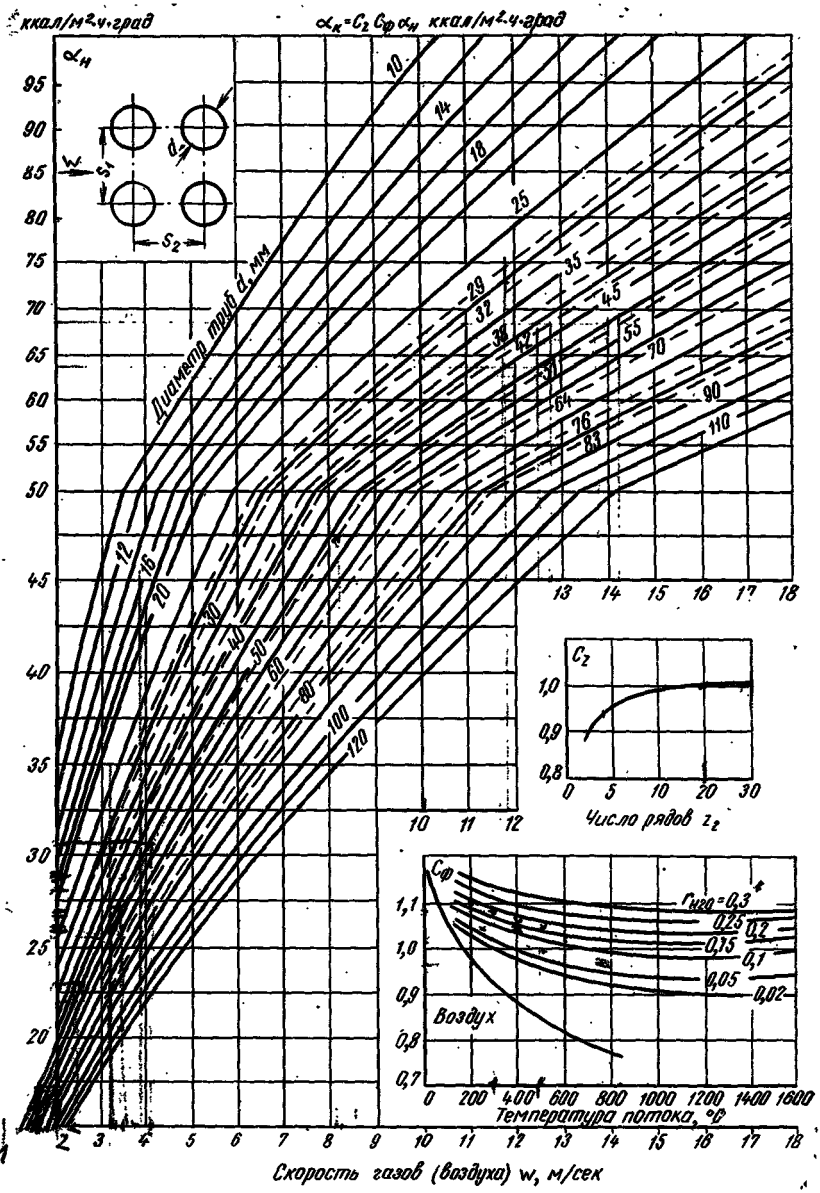


Рис. IV.5. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

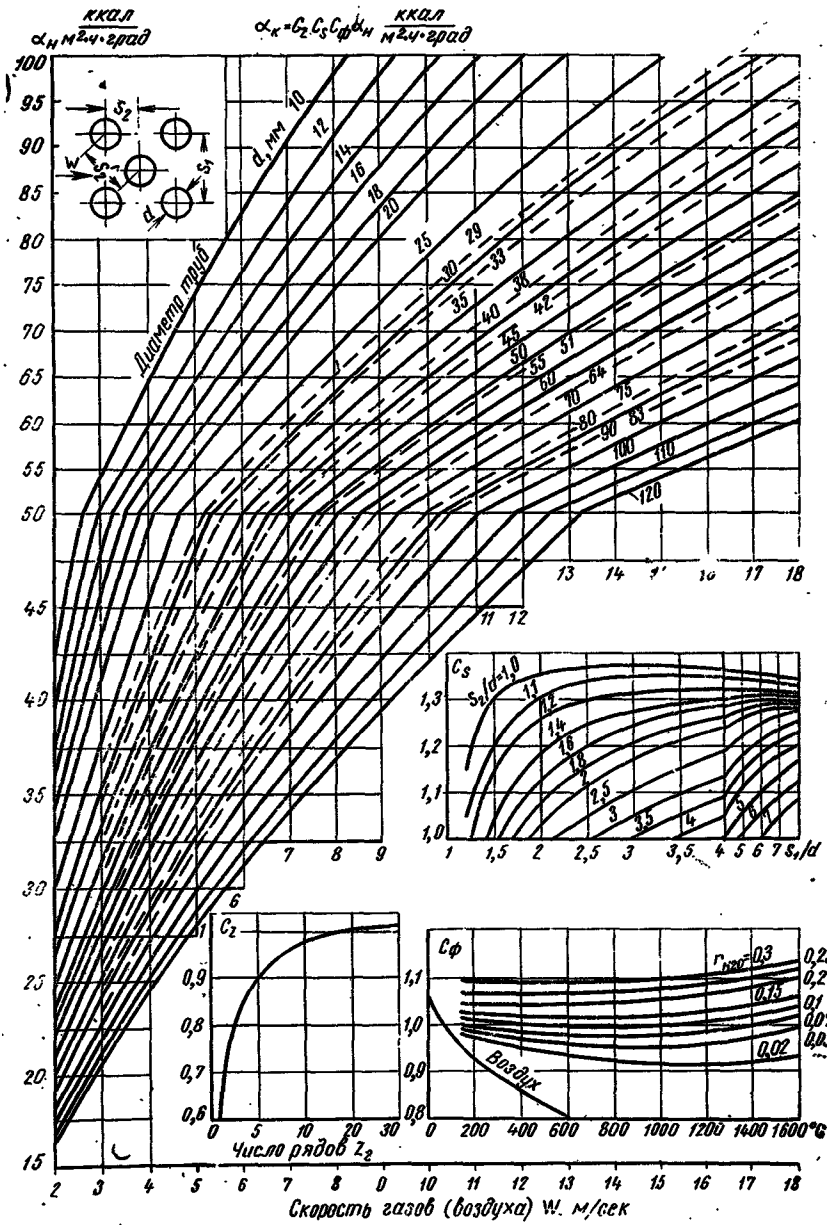


Рис. IV. 6. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи кон векцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

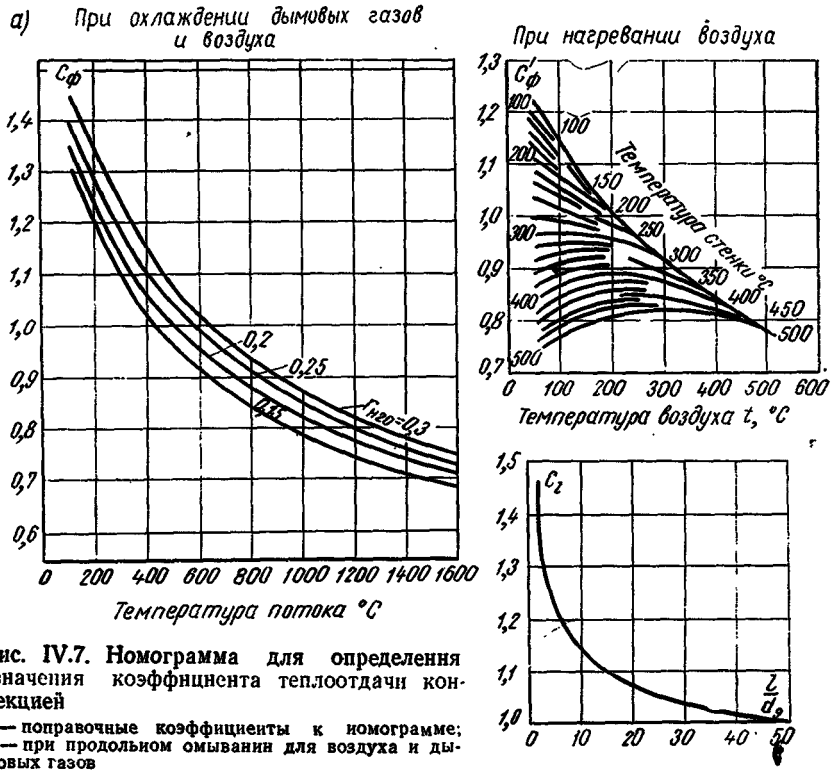


Рис. IV.7. Номограмма для определения значения коэффициента теплоотдачи конвекцией

а — поправочные коэффициенты к номограмме; *б* — при продольном омывании для воздуха и дымовых газов

Значение коэффициента теплоотдачи конвекцией при продольном омывании поверхности нагрева находят по формуле

$$\alpha_к = 0{,}023\,\frac{\lambda}{d_э}\left(\frac{w\,d_э}{\nu}\right)^{0,8} Pr^{0,4}\,c_t\,c_в \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}, \quad \text{(IV.30)}$$

где Pr — величина критерия физических свойств для дымовых газов среднего состава; берется из табл. IV.4;

c_t — поправка, зависящая от температур потока и стенки (при охлаждении газов принимается постоянной, равной 1,06);

$c_в$ — поправка на относительную длину; учитывается по номограмме рис. IV.7,*б*, только если $\frac{l}{d} < 50$;

$d_э$ — эквивалентный диаметр в *м*,

или по номограмме (рис. IV.7,*а*).

При течении газов внутри труб эквивалентный диаметр равен внутреннему диаметру трубы.

Для газохода, заполненного трубами:

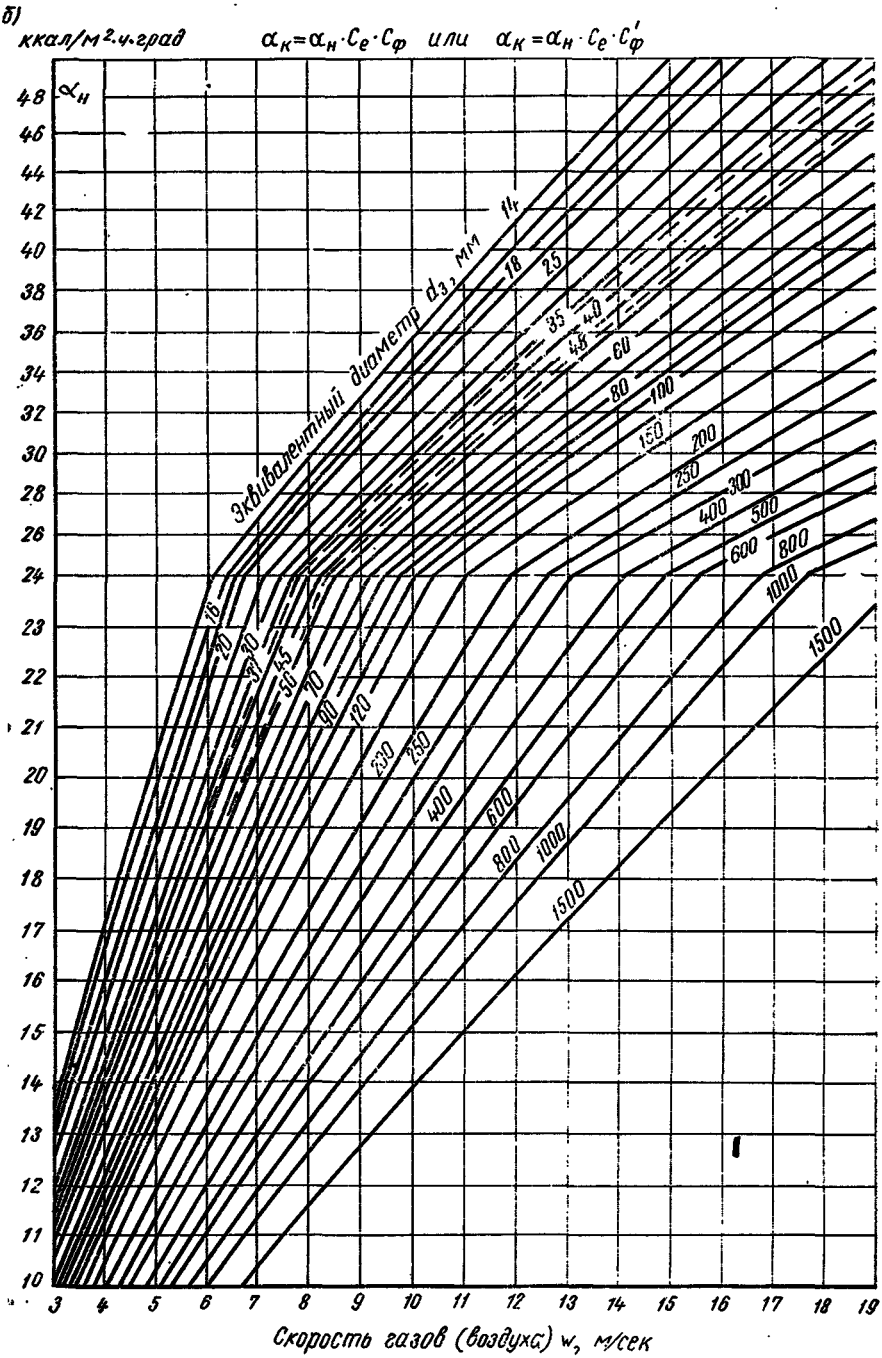
$$d_э = \frac{4\,a\,b}{z\,\pi\,d} - d \text{ м}, \quad \text{(IV.31)}$$

где a и b — поперечные размеры газохода в *м*;

z — количество труб в газоходе;

d — диаметр труб в *м*.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru



Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

При течении газов в каналах некруглого сечения и продольном омывании или пучка труб, или одной трубы эквивалентный диаметр подсчитывают по формуле

$$d_э = \frac{4F}{U_т}, \qquad \text{(IV.32)}$$

где F — площадь живого сечения газохода в $м^2$;
$U_т$ — часть периметра, через которую происходит теплообмен, в $м$.

Чтобы использовать номограммы рис. IV.5, IV.6, IV.7 вместо формул (IV.28), (IV.29) и (IV.30), необходимо предварительно найти:

1) температуру потока $\vartheta_{ср}$, которую принимают по формуле

$$\frac{\vartheta_I' + \vartheta_I''}{2} = \vartheta_{ср}; \qquad \text{(IV.33)}$$

2) объемную долю водяных паров, содержащихся в дымовых газах, r_{H_2O}, которую берут из табл. III.1 при соответствующем значении коэффициента избытка воздуха (для первых газоходов при $\alpha_т$, для последующих при $\alpha_к$);

3) число рядов труб вдоль и поперек газового потока и их шаг в поперечном (S_1) и продольном (S_2) направлениях;

4) площадь живого сечения газохода F в $м^2$, определяемую как разность между площадью всего газохода и площадью, занятой трубами; эта площадь подсчитывается:

а) для течения газов внутри труб (продольное омывание)

$$F = \frac{n \pi d_{вн}^2}{4} \ м^2; \qquad \text{(IV.34)}$$

б) для продольного омывания потоком газов труб снаружи

$$F = ab - \frac{n \pi d^2}{4} \ м^2; \qquad \text{(IV.35)}$$

в) для поперечного омывания потоком газов трубного пучка

$$F = ab - n_1 d l \ м^2, \qquad \text{(IV.36)}$$

где a и b — поперечные размеры газохода в свету в $м$;
n — число труб в газоходе;
n_1 — среднее число труб в одном ряду;
$d_{вн}$ — внутренний диаметр труб в $м$;
d — наружный диаметр труб в $м$;
l — длина омываемых газами труб в $м$;

5) среднюю скорость перемещения газового потока по газоходу, определяемую по формуле

$$w_{сек} = \frac{B_р \left[\Sigma V_I' (\vartheta_I' + 273) + \Sigma V_I'' (\vartheta_I'' + 273)\right]}{F \cdot 2 \cdot 273 \cdot 3600} \ м/сек, \qquad \text{(IV.37)}$$

где $\Sigma V_I'$ и $\Sigma V_I''$ — общий объем дымовых газов при входе в газоход и выходе из него в $м^3/кг$ (берется из табл. III.1);

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

$B_р$ — расчетный часовой расход топлива в *кг*;
F — площадь живого сечения газохода в *м*².

Значение коэффициента теплоотдачи излучением продуктов сгорания определяют по формуле

$$\alpha_л = 4{,}45 \cdot 10^{-8}\, a T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{ст}}{T}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_{ст}}{T}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (IV.38)$$

где a — степень черноты незапыленного потока газов при температуре T°K; определяется по формуле (IV.11) или по номограмме (рис. IV.2);

T_K^0 — абсолютная температура потока; определяется по формуле типа (IV.33);

$T_{ст} = t_{ст} + 273$ — абсолютная температура наружной поверхности стенки, воспринимающей лучистое тепло, в °K;

$$t_{ст} = t_н + \varepsilon \frac{Q_б}{H} \text{ град}, \quad (IV.39)$$

где $t_н$ — температура насыщенного пара или средняя температура протекающей воды в *град*;

ε — значение коэффициента загрязнения (табл. IV.3);

$Q_б$ — тепло, переданное поверхности нагрева рассчитываемого газохода (IV.24), в *ккал/ч*;

H — поверхность нагрева рассчитываемого газохода в *м*²,

или по номограмме (рис. IV.8).

Эффективная толщина излучающего слоя S для гладкотрубных пучков, определяется по формулам:
при

$$\frac{S_1 + S_2}{d} \leqslant 7 \ldots S = \left(1{,}87 \frac{S_1 + S_2}{d} - 4{,}1\right) d \text{ м}; \quad (IV.40)$$

при

$$7 \leqslant \frac{S_1 + S_2}{d} < 13 \ldots S = \left(2{,}82 \frac{S_1 + S_2}{d} - 10{,}6\right) d \text{ м}, \quad (IV.41)$$

где S_1 и S_2 — средние для пучка продольные и поперечные шаги труб в *м*.

Итак, все величины, необходимые для определения значения коэффициента теплопередачи K (IV.27), а следовательно, и для решения равенства (IV.25), могут быть найдены, если будет правильно выбрана температура газов, покидающих газоход.

Чтобы быстрее сбалансировать равенство (IV.25), задаются двумя произвольными значениями температуры газов по выходе из рассчитываемого газохода (но, естественно, более низкими, чем температура газов при входе в данный газоход, т. е. при условии расчета первого газохода меньше ϑ_1', например, $\vartheta_1'' = 700$°C и $\vartheta_1'' = 400$°C), и по этим значениям находят все необходимые величины, входящие в равенство (IV.25). Если равенство (IV.25) сбалансируется при одной из заданных температур, то эта температура и будет искомой температурой га-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

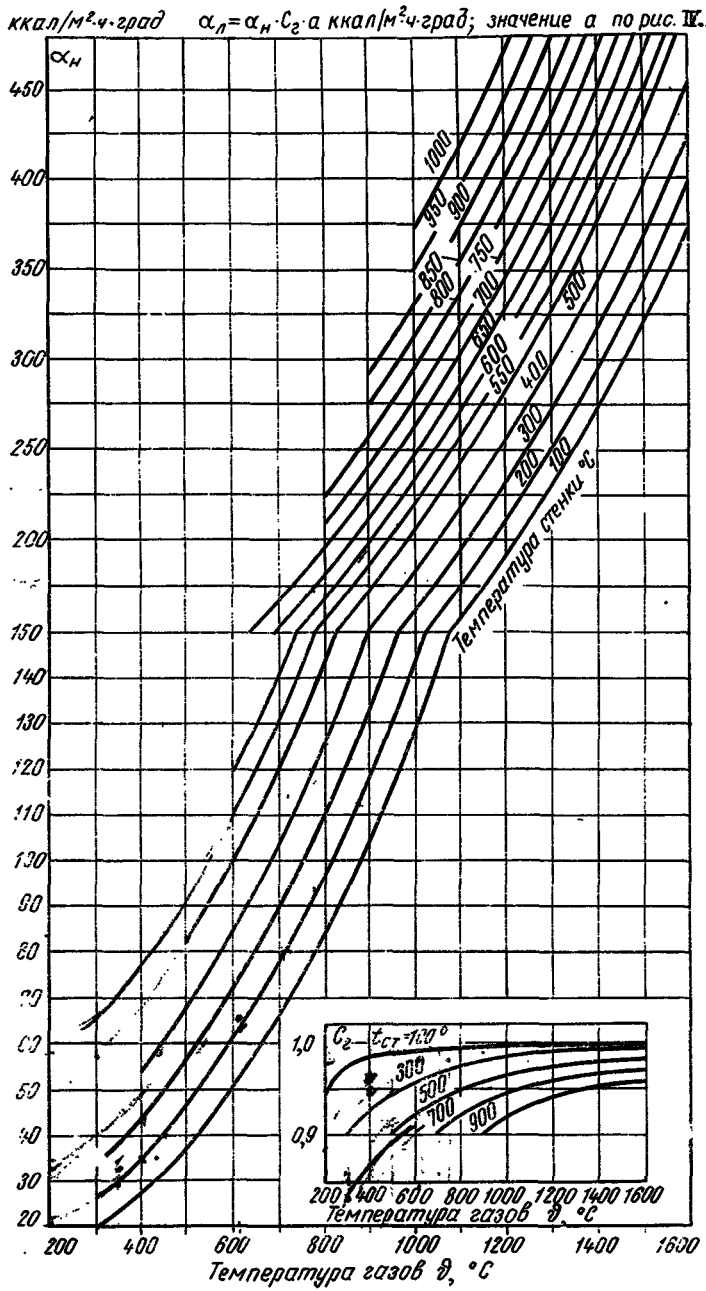


Рис. IV.8. Значение коэффициента теплоотдачи излучением

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

зов, покидающих рассчитываемый газоход. Если же при обеих взятых температурах $\vartheta_1''=700°C$ и $\vartheta_1''=400°C$ баланса равенства (IV.25) не будет, то тогда искомую температуру находят графоаналитически.

Для этого на оси абсцисс (рис. IV.9) откладывают в известном масштабе температуру газов, покидающих газоход, а по оси ординат (в своем масштабе) — числовые значения равенства (IV.25), подсчитанные при этих температурах. Полученные

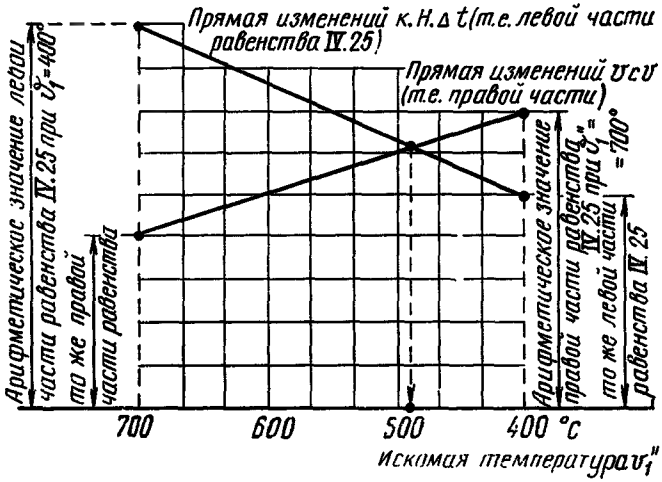


Рис. IV.9. Вспомогательный график для нахождения искомой температуры газов на выходе из рассматриваемого газохода

точки дают возможность построить две прямые (прямую изменений $kH\Delta t$, т. е. величин левой части равенства, и прямую изменений $VC\vartheta$, т. е. величин правой части равенства); точка пересечения этих прямых при переносе ее на ось абсцисс и дает искомую температуру ϑ_1''.

§ 27. Расчет пароперегревателей

Пароперегреватели предназначены для перегрева до необходимой температуры насыщенного пара, получаемого в котлах. Получить перегретый пар в отопительно-производственных котельных требуется для производственно-технологических процессов. В большинстве случаев значения температуры перегретого пара не превышают $t_{пер}=250\div400°C$.

В отопительно-производственных котельных чаще всего применяют конвективные пароперегреватели, располагаемые по ходу движения газов после первых рядов труб кипятильного пучка. Пароперегреватели обычно состоят из группы парал-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

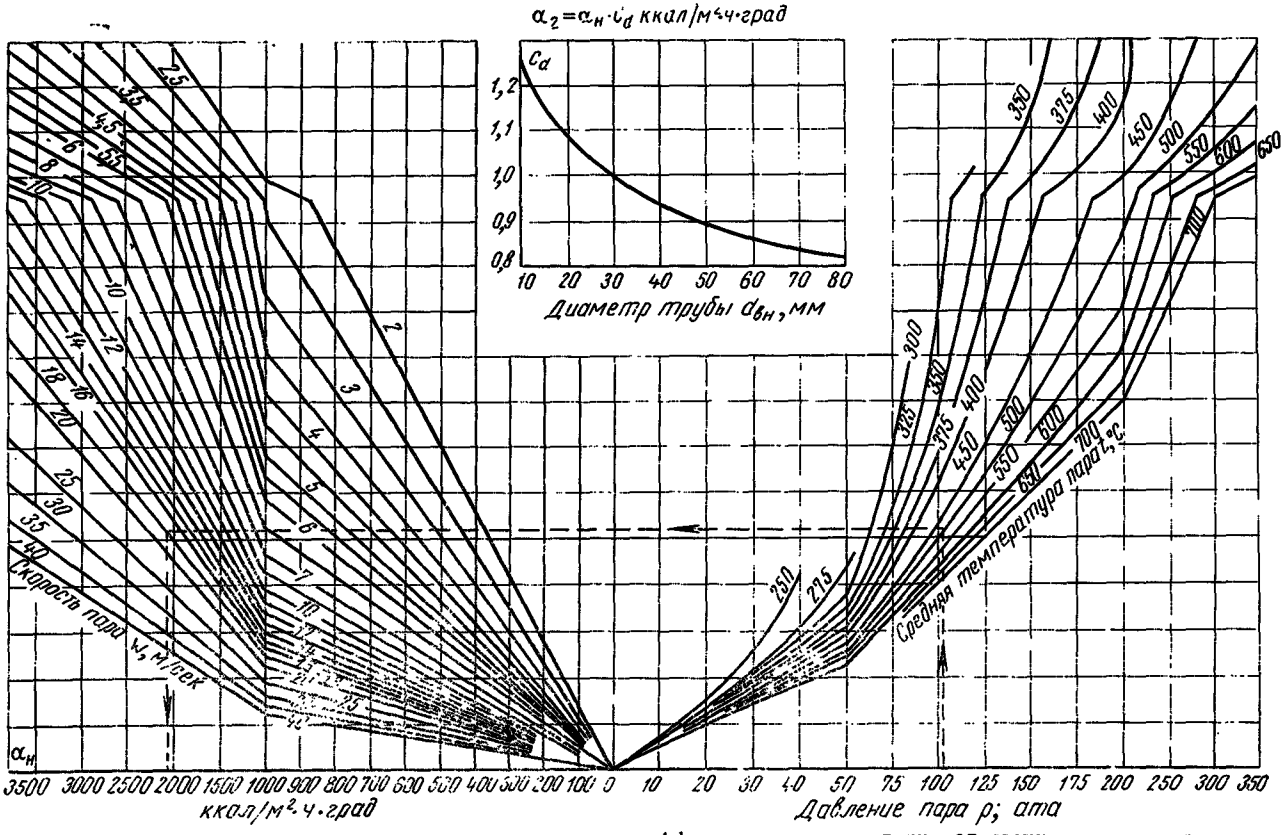


Рис. IV. 10. Номограмма для определения значения коэффициента теплоотдачи от стенки к перегретому пару при продольном омывании

Электронная библиотека http://lib.kbstu.ru

лельно включенных стальных змеевиков, составленных из труб малого диаметра (28—42 *мм*), соединенных коллекторами.

Условия внутреннего охлаждения стенки у пароперегревателей хуже, чем у других элементов котельной установки, так как температура в пароперегревателе более высока, а значение коэффициента теплоотдачи от стенки к перегретому пару меньше, чем к воде или к влажному пару, и обычно колеблется в пределах $\alpha_2 = 800 \div 2500$ *ккал/м²·ч·град*.

Для поддержания значения коэффициента α_2 на необходимом уровне надо принимать скорость пара в пароперегревателях не ниже $\omega = 25$ *м/сек*. При более низком значении коэффициента теплоотдачи от стенок к перегретому пару температура стенки может превысить допустимые пределы, вследствие чего трубы могут выйти из строя.

При определении необходимой величины поверхности нагрева пароперегревателя (параметры пара известны) количество тепла, которое необходимо сообщить пароперегревателю, определяют по уравнению

$$Q_{пер} = D\ (i_2 - i_1)\ ккал/ч, \qquad (IV.42)$$

где D — расход перегретого пара в *кг/ч*;
i_2 и i_1 — конечная и начальная энтальпия пара в *ккал/кг*.

По найденному значению $Q_{пер}$ по уравнению (IV.42) определяют энтальпию и температуру газов при выходе из пароперегревателя.

Значение расчетного коэффициента теплопередачи для пароперегревателя определяют по формуле

$$k_{пер} = \frac{\omega\ \alpha_к + \alpha_л}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right)(\omega\ \alpha_к + \alpha_л)}\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град, \qquad (IV.43)$$

где $\alpha_к$ и $\alpha_л$ определяются по тем же выражениям (IV.28), (IV.29), (IV.30) и (IV.38) или по номограммам, что и для газоходов паровых котлов, а ω и ε — по тем же соображениям; иначе определяется лишь температура стенки.

Температуру стенки подсчитывают по выражению

$$t_{ст} = t_{пер} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right)\frac{Q_{пер}}{H}\ град, \qquad (IV.44)$$

где $t_{пер}$ — температура перегретого пара;
α_2 — значение коэффициента теплоотдачи от стенки к перегретому пару, определяемое по номограмме (см. рис. IV.10).

Остальные обозначения прежние, как при рассмотрении выражения (IV.39).

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Наконец, определив температурный напор по среднеарифметической разности температур, что в данном случае допустимо,

$$\Delta t_{ср} = \frac{\vartheta'_{пер} + \vartheta''_{пер}}{2} - \frac{t_н + t_{пер}}{2} \text{ град}, \qquad (IV.45)$$

находят из уравнения (IV.23) расчетную поверхность нагрева пароперегревателя $H_{пер}$. Пароперегреватель котлов ДКВР показан на рис. IV.11.

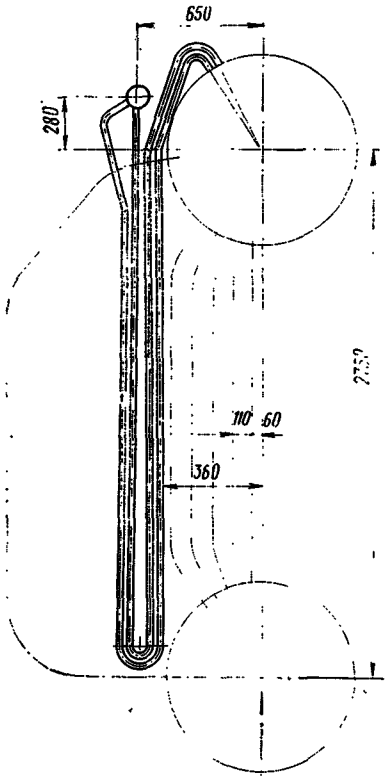


Рис. IV.11. Пароперегреватель котлов ДКВР

Элементы пароперегревателя, составляющие расчетную поверхность нагрева, должны быть скомпонованы так, чтобы была обеспечена ранее заданная скорость движения пара.

При проверочном расчете по заданной поверхности нагрева пароперегревателя предварительно выбирают ожидаемую температуру перегретого пара, после чего расчет ведут следующим образом.

Из уравнения (IV.23) по принятой поверхности нагрева пароперегревателя определяют количество передаваемого тепла. Далее по уравнению (IV.24) находят энтальпию и температуру газов по выходе их из пароперегревателя, а затем по уравнению (IV.42) проверяют температуру перегретого пара. В случае несоответствия полученного значения температуры перегретого пара принятому вначале расчет необходимо повторить.

На рис. IV.12 приведена схема установки пароперегревателей в котлах ДКВР на давление 13 *ати*.

§ 28. Расчет газоходов водогрейных котлов

Водогрейные котлы в зависимости от организации перемещения в них воды конструируются по разным схемам. Общее для всех конструкций — однократное прямоточное перемещение воды по составляющим их элементам. Вследствие этого температура воды в водогрейных котлах не остается постоянной, а все время последовательно повышается, изменяя свое

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

значение от минимального при входе в котел до максимального расчетного при выходе из котла.

Современное направление в компоновке водогрейных котлов сводится к сочетанию экранированных топок с конвективными трубными пакетами. Топочные экраны выполняют, как правило, в виде панелей, состоящих из ряда труб, объединенных входными и выходными коллекторами. Конвективные па-

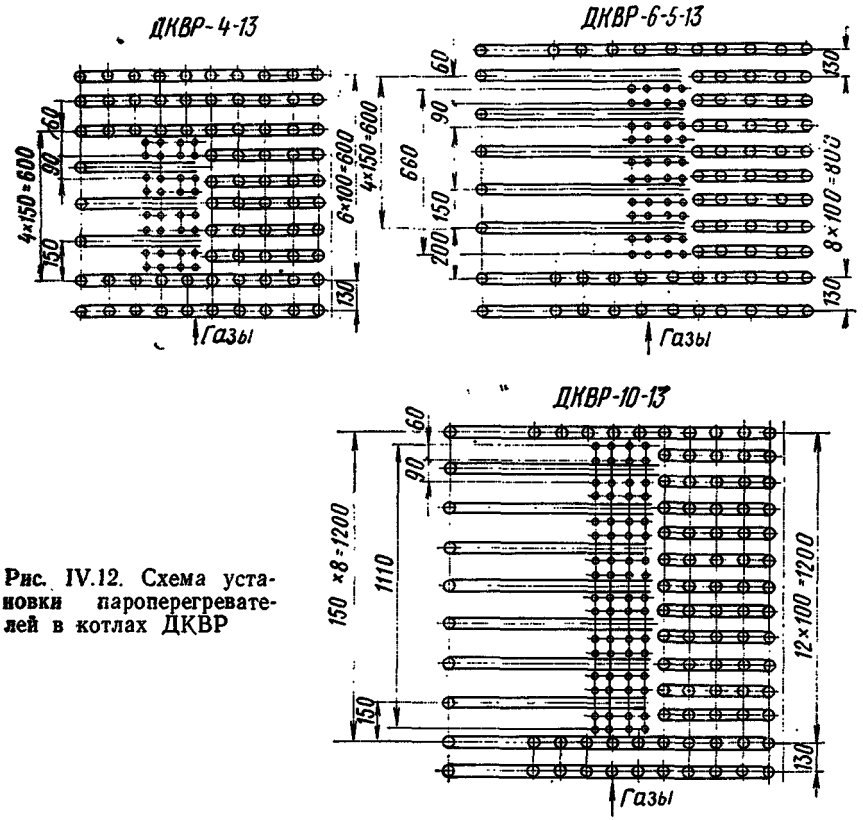


Рис. IV.12. Схема установки пароперегревателей в котлах ДКВР

кеты составляются как из вертикальных, так и из горизонтальных труб. Включение как экранных, так и конвективных поверхностей в систему циркуляции может выполняться по-разному: с подъемным, опускным и подъемно-опускным движением.

Эксплуатация показала, что надежная работа любых контуров зависит от ряда причин. Отдельные элементы поверхностей нагрева подвергаются воздействию различных по мощности тепловых потоков, поэтому при плохом воздухоудалении и недостаточных скоростях перемещения воды в отдельных наиболее напряженных местах вода может закипать.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

В панелях или пакетах, составленных из параллельно включаемых труб, вследствие того, что их гидравлическое сопротивление различно, возникают гидравлическая и тепловая разверки. Чтобы обеспечить нормальную работу водогрейных котлов, необходимо выполнять определенные условия. Тепловая и гидравлическая разверки снизятся, если в обогреваемые трубы установить дроссельные шайбы. При создании определенных скоростей движения водяных потоков обеспечивается надежное воздухоудаление. В табл. IV.5 приводятся средние значения скоростей движения воды, обеспечивающие нормальную работу котлов.

Таблица IV.5

Средние рекомендуемые значения скоростей движения воды в отдельных элементах водогрейных котлов

Трубы	Характер движения воды	Скорость движения воды в *м/сек*
Экранные:		
слабообогреваемые (до $Q/H = 150\,000$ *ккал/м²·ч*)	Опускное	1—1,2
сильнообогреваемые	»	1,5—1,6
любые	Подъемное	0,6—0,8
Конвективные	»	0,5—0,6
»	Опускное	1—1,2

Чтобы определить температуру воды в каждом из отдельных газоходов, уравнений (IV.23) и (IV.24) недостаточно. Количество тепла, воспринимаемое водой в каждом отдельном газоходе, определяется по формуле

$$Q = D_{кот}\,(t'' - t')\ ккал/ч, \qquad (IV.46)$$

где $D_{кот}$ — количество воды в *кг/ч*;

t' и t'' — температура воды при входе и выходе из данного газохода (обычно одна из них предварительно определяется, а другая задается).

Если изменение температуры воды по отдельным газоходам определять нет необходимости, то уравнением (IV.46) можно пренебречь и вести расчет по тем же уравнениям, как это делается при расчете паровых котлов, т. е. по (IV.23) и (IV.24), с той лишь разницей, что средняя разность температур определяется по формуле

$$\Delta t_{ср} = \frac{\vartheta_I' - \vartheta_I''}{\ln \dfrac{\vartheta_I' - t_{ср}}{\vartheta_I'' - t_{ср}}}\ град, \qquad (IV.47)$$

где $t_{ср}$ — средняя температура воды в котле;

$$t_{ср} = \frac{t_к' + t_к''}{2}.$$

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

При этом упрощении неточность в расчете получается крайне незначительной, так как разность температур между входящей и выходящей водой колеблется всего лишь в пределах 25—80°С, что почти не отражается на величине $\Delta t_{ср}$.

§ 29. Расчет водяных экономайзеров

Водяные экономайзеры устанавливают для снижения температуры уходящих газов, а следовательно, для повышения величины коэффициента полезного действия котельной установки. В паровых котельных водяные экономайзеры устанавливают как на питательной, так и на сетевой воде; однако в последнем случае необходимо обеспечить их постоянную сезонную (для отопительных котельных) или круглогодовую (для отопительно-производственных котельных) загрузку. В водогрейных котельных экономайзеры устанавливают на сетевой воде.

Экономайзеры бывают индивидуальные и групповые. Как правило, следует устанавливать индивидуальные экономайзеры, так как они работают более равномерно и с меньшим избытком воздуха. Групповые экономайзеры можно устанавливать в котельных установках с постоянной или маломеняющейся тепловой нагрузкой, с котлами, конструктивные особенности которых, например котлов ВГД и т. п., создают затруднение для установки индивидуальных экономайзеров, и, наконец, с котлами паропроизводительностью менее 2,5 *т/ч*.

Водяные экономайзеры изготовляют чугунными и стальными. Чугунные экономайзеры составляют из отдельных типовых элементов ребристых труб и устанавливают к котлам, работающим с давлением до 24 *ата*. Стальные экономайзеры сваривают из стальных труб диаметром 28—38 *мм* в виде змеевиков, комплектуют в отдельные пакеты и устанавливают к котлам с давлением более 24 *ата*.

В настоящее время изготовляют (рис. IV.13) только один тип водяных чугунных экономайзеров — водяные экономайзеры системы Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ). Их собирают из чугунных ребристых труб *1* различной длины *l*, соединяемых между собой специальными фасонными частями — калачами *2*.

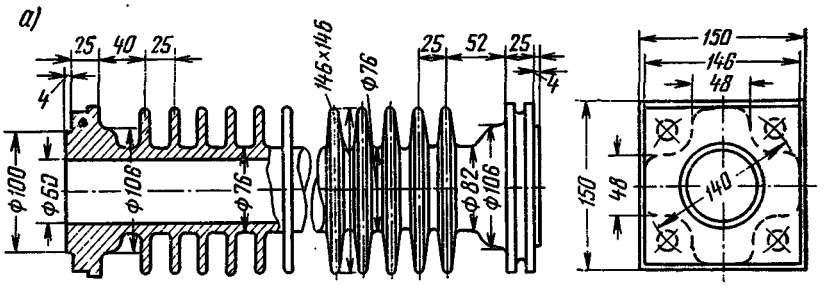
В табл. IV.6 приведены основные данные ребристых труб

Таблица IV.6

Основные данные ребристых труб экономайзера системы ВТИ

Длина трубы в *мм*	Число ребер на трубе	Масса одной трубы в *кг*	Поверхность нагрева с газовой стороны в $м^2$	Живое сечение для прохода газа в $м^2$
1500	55	52,2	2,18	0,088
2000	75	67,9	2,95	0,12
2500	95	83,6	3,72	0,152
3000	115	99,3	4,49	0,184

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru



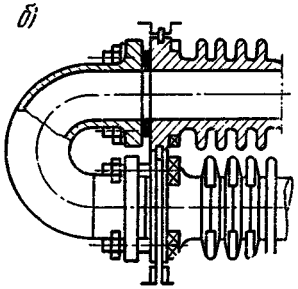


Рис. IV.13. Детали чугунного водяного экономайзера системы ВТИ

а — ребристая труба; *б* — соединение труб

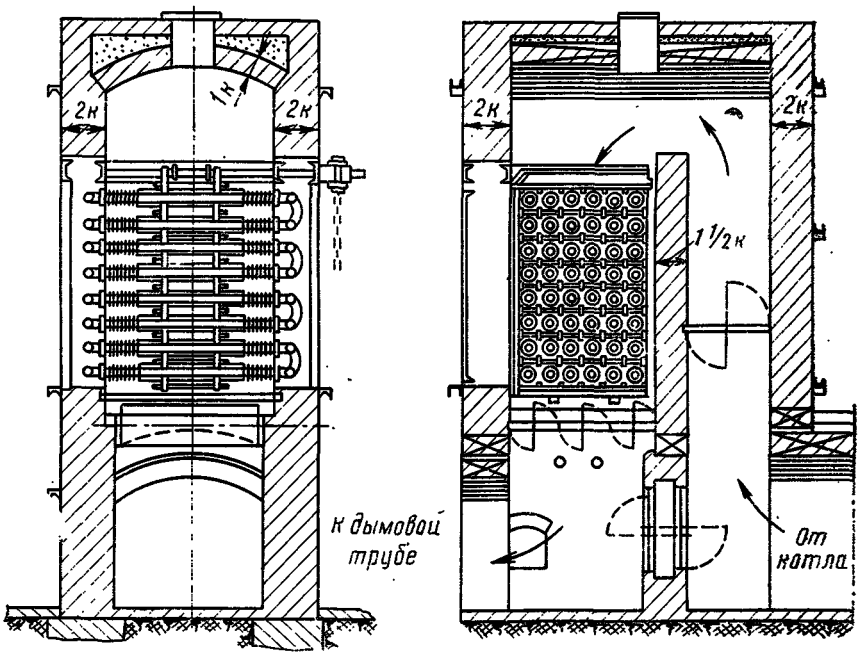


Рис. IV.14. Компоновка чугунного водяного экономайзера в кирпичной обмуровке

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

различной длины; промышленностью выпускаются трубы длиной 2000 и 3000 *мм*.

В зависимости от количества труб экономайзеры устанавливают различным способом, но, подобно котлам, либо обмуровывают кирпичной кладкой (рис. IV.14), либо поставляют в виде транспортабельных, собранных на заводе, блоков. В настоящее время блочные экономайзеры разработаны для использования в качестве как питательных (ЭП), так и теплофикационных (ЭТ). Основные их показатели приведены в табл. IV.7.

Несколько горизонтальных рядов труб (до восьми) образуют группы, которые компонуют в одну колонку или в две колонки, разделенные металлической перегородкой. Группы собирают в каркасе с глухими стенками, состоящими из изоляционных плит, обшитых металлическими листами. Торцы экономайзеров закрывают съемными металлическими щитами. Экономайзеры снабжаются стационарными обдувочными устройствами, встроенными в блоки. Количество горизонтальных рядов труб, обдуваемых одним устройством, не должно превышать четырех. На рис. IV.15 показана установка одноколонкового экономайзера к котлу ДКВР-10-13.

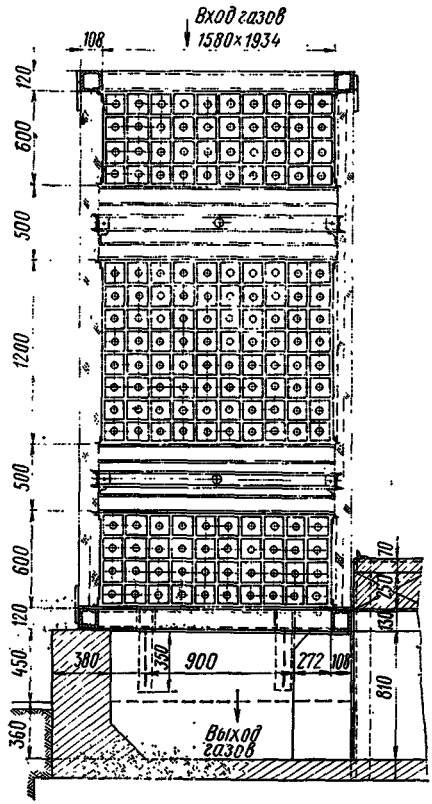


Рис. IV.15. Одноколонковый экономайзер ВТИ в блочной облицовке

Схемы типовых конструкций стальных водяных экономайзеров представлены на рис. IV.16, а их технические характеристики даны в табл. IV.8.

Типовые конструкции стальных водяных экономайзеров изготовляют по специально разрабатываемым чертежам. В стальных змеевиковых экономайзерах расположение труб принимается шахматное с поперечным шагом 2—2,5 *d* и продольным 1,5 *d*. Омывание труб дымовыми газами выполняется только поперечное. В каждом пакете по высоте не должно быть более 25 рядов, а высота не должна превышать 1,5 *м*. Между пакетами предусматрива-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица IV.7

Основные показатели блочных водяных экономайзеров

Показатели	Тип экономайзеров												
	двухколонковые						одноколонковые						
	ЭП2-94	ЭТ2-71	ЭП2-142	ЭТ2-106	ЭП2-236	ЭТ2-177	ЭП1-236	ЭТ1-177	ЭП1-330	ЭТ1-248	ЭП1-808	ЭП1-646	ЭТ1-646
Длина труб экономайзера в *мм*							2000					3000	
Поверхность нагрева в $м^2$	94,4	70,8	141,6	106,2	236	177	236	177	330,4	247,8	808	646	646
Количество труб в ряду	2	2	3	3	5	5	5	5	7	7	9	9	9
Число рядов по группам	4+4	4+2	4+4	4+2	4+4	4+2	2+8+2	4+8	4+8+4	4+8	4+8+8	4+8+4	4+8+4
» групп в колонке	2						3	2	3	2	3	3	3
Количество обдувочных устройств							2	2	2	2	3	2	2
Общая масса экономайзера в *т*	4,4	3,7	5,7	4,7	8,7	7,1	8,7	6,7	11,4	8,8	25,5	20,5	20,5

Электронная библиотека http: tgy.kbstu.ru

ют разрывы высотой 550—600 *мм* для размещения обдувочных устройств.

Все индивидуальные водяные экономайзеры присоединяют к газовому тракту котла без обводных боровов, обводные борова применяют лишь при групповых экономайзерах; в этом случае на обводных газоходах устанавливают последовательно обязательно две заслонки, чтобы избежать перетечек газа помимо поверхностей нагрева. Скорости перемещения газов по экономайзерам принимают в пределах $w=6\div9$ *м/сек*, но не менее 3 *м/сек*.

Таблица IV.8

Технические характеристики стальных водяных экономайзеров к котлам ДКВР

Показатели	Тип и поверхность нагрева в $м^2$				
	БВЭС-I-2; 28	БВЭС-II-2; 57	БВЭС-III-2; 85	БВЭС-IV-1; 113	БВЭС-V-1; 239
Тип котла	ДКВР-2,5	ДКВР-4	ДКВР-6,5	ДКВР-10	ДКВР-20
Сечение в $м^2$:					
для прохода газов	0,239	0,492	0,743	1,042	1,81
» » воды	0,0023	0,0046	0,0068	0,0091	0,016
Скорость в *м/сек*:					
газов	7,3	6,4	6,85	7,75	8,9
воды	0,5	0,4	0,44	0,51	0,53
Общая масса в *кг*	1810	2640	3490	4890	8360

Скорость воды в трубах экономайзера может изменяться в пределах 0,3—1,5 *м/сек*. Чтобы лучше удалять воздух из воды, нагреваемой в экономайзерах, она должна перемещаться снизу вверх. Движение же газов целесообразно принять по принципу противотока. В двухколонковых экономайзерах, чтобы обеспечить противоток в первой колонке (по ходу газов), необходимо подводить нагреваемую воду на вторую колонку по ходу газов. Температура воды при входе в экономайзер любого типа должна быть на 5—10° выше температуры точки росы.

Водяные экономайзеры рассчитывают по уравнениям (IV.23), (IV.24) и (IV.46). Сначала решают уравнение (IV.24), в котором известны все составляющие; затем из уравнения (IV.46) находят температуру воды $t'_э$, выходящей из экономайзера, значение которой подставляют в уравнение (IV.23). Среднюю разность температур с достаточной степенью точности можно определить по уравнению (IV.45):

$$\Delta t_{ср} = \frac{\vartheta'_э + \vartheta''_э}{2} - \frac{t'_э + t''_э}{2} \qquad \text{(IV.48)}$$

или более точно по уравнению (IV.47).

Величину коэффициента теплопередачи чугунных ребристых водяных экономайзеров $k_э$ находят по графику (рис. IV.17)

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

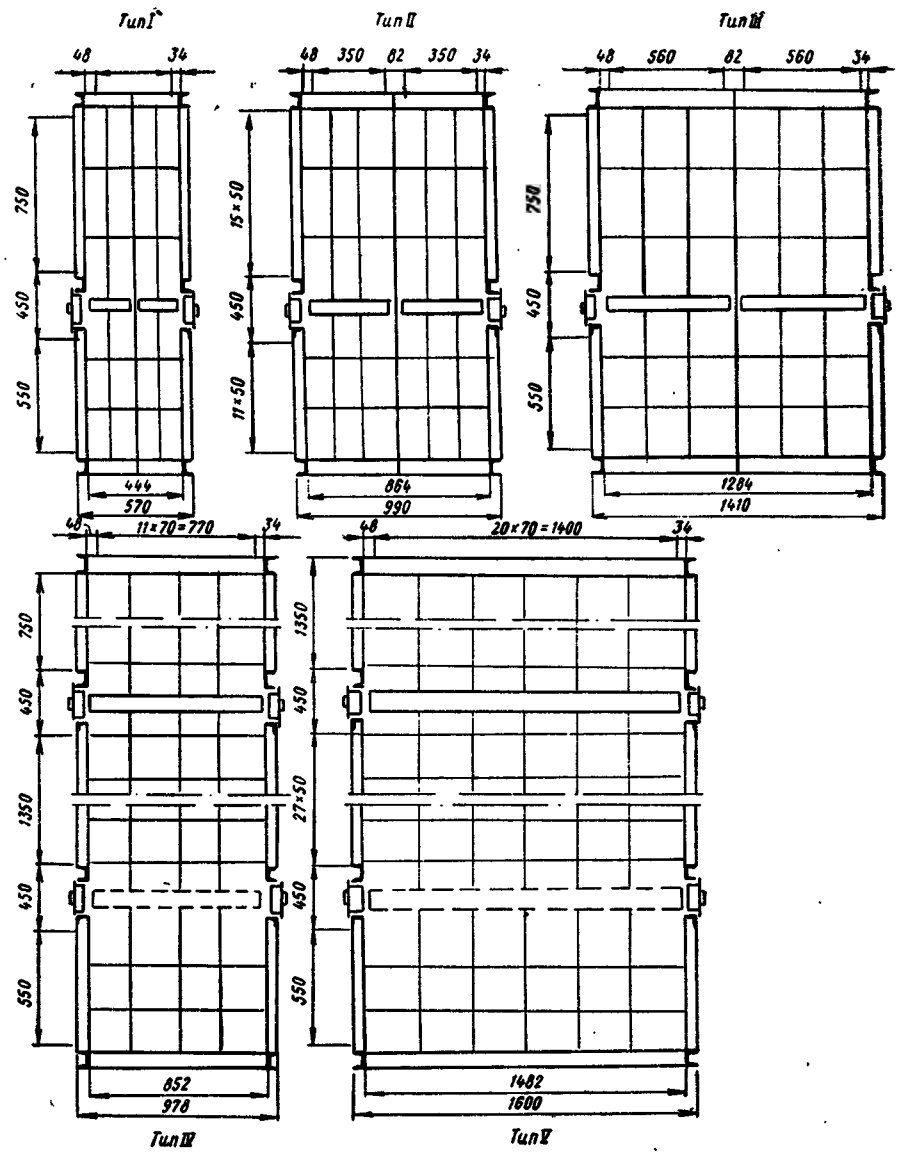
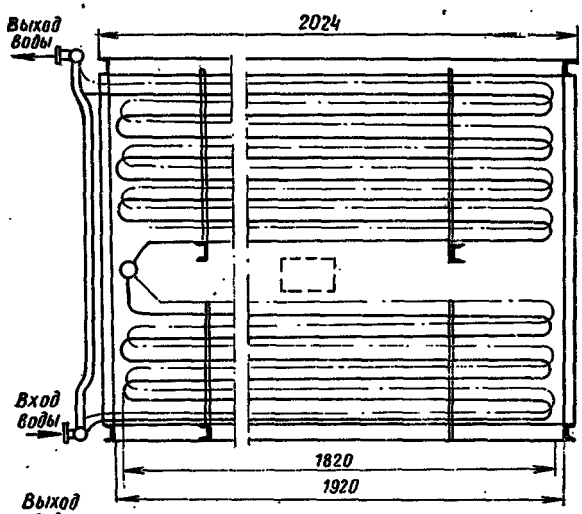
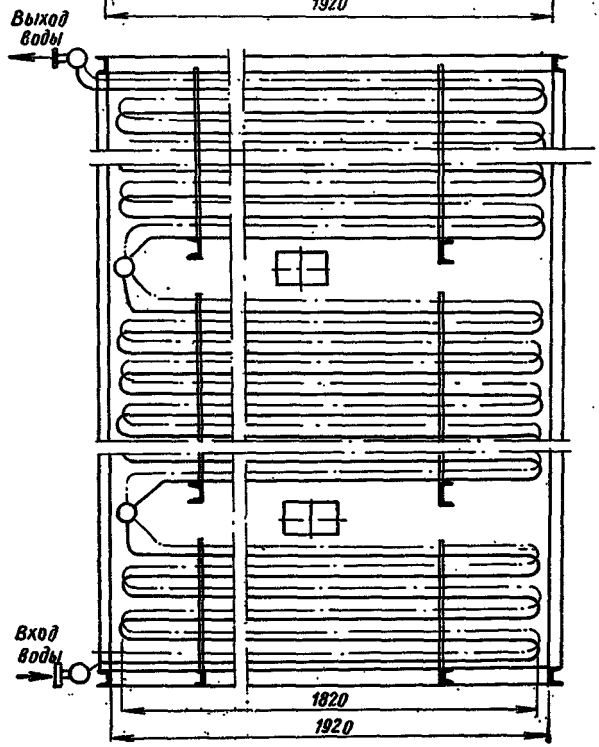


Рис. IV.16. Схемы типовых конструкций стальных водяных экономайзеров

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Разрез по типам
I-II-III





Разрез по типам IV и V

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

скорости движения газов [последней либо задаются, либо, в свою очередь, определяют по уравнению (IV.37), задаваясь живым сечением экономайзера].

Величину коэффициента теплопередачи стальных экономайзеров определяют так же, как и при расчете газоходов. Из уравнения (IV.23) определяют поверхность нагрева экономайзера. Определив поверхность нагрева $H_э$ и зная поверхность нагрева принятой стандартной трубы $H_{тр}$ в зависимости от ее длины, находят и общее количество устанавливаемых труб

$$n = \frac{H_э}{H_{тр}}. \qquad (IV.49)$$

Размещение труб и количество их в горизонтальном ряду должны соответствовать заданной скорости. При установке чугунных водяных экономайзеров на питательной воде температура воды, выходящей из экономайзера, должна отвечать требованиям уравнения (III.27).

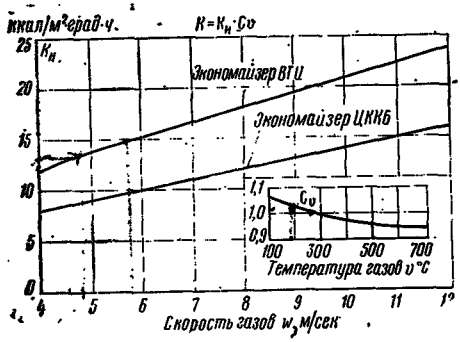


Рис. IV.17. График для определения коэффициента теплопередачи чугунных

Групповые экономайзеры, устанавливаемые в паровых котельных, рассчитывают на среднюю нагрузку, но дополнительно проверяют на минимальную и максимальную нагрузки, при которых температура $t''_э$ может меняться. Индивидуальные экономайзеры рассчитывают на номинальную расчетную нагрузку котла, за которым их устанавливают.

§ 30. Расчет воздухоподогревателей

Установка воздухоподогревателей в качестве основной хвостовой поверхности нагрева обусловливается родом сжигаемого топлива (древесные отходы, торф, малосернистые, высоковлажные бурые угли) и конструкцией топочных устройств (механические и камерные).

Совместно водяные экономайзеры и воздухоподогреватели устанавливают тогда, когда при установке хвостовой поверхности только одного типа не удается снизить температуру уходящих газов ниже 250°С.

В отличие от паровых и водогрейных котлов, в которых коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости очень велик, воздухоподогреватели работают с высоким сопротивлением теплопереходу не только на газовой, но и на воздушной стороне. Поэтому величина коэффициента теплопередачи в воздухоподогревателях значительно меньше, чем в других элементах котельной установки. Воздухоподогреватели устанавливают обычно в кон-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

це газового тракта, после водяных экономайзеров. Поверхность нагрева, общие габариты и масса воздухоподогревателей больше, чем у водяных экономайзеров, так как они работают при малых разностях температур.

В котельных установках со слоевым сжиганием топлива воздух подогревают до 150—250°С в зависимости от влажности топлива и содержания летучих веществ, а в котельных установках с камерными топками — до 300—400°С в зависимости от рода топлива. Температура газов при входе в воздухоподогреватель, чтобы не было коробления трубных решеток, не должна превышать 500—550°С.

Температура воздуха при входе в воздухоподогреватель для предотвращения коррозии его стенок должна быть выше температуры точки росы. Значения температуры воздуха при входе в воздухоподогреватель можно принимать по данным табл. IV.9.

Таблица IV.9

Температура воздуха при входе в воздухоподогреватель

Топливо	Температура воздуха в *град*
Сухое, $W^{п} \leqslant 2\%$ . . .	30
Влажное, $W^{п} = 5 \div 20\%$	45—55
Сильно влажное, $W^{п} > 25\%$	60—65

При сжигании сернистых топлив ($S^{п} = 0{,}25 \div 2\%$) стальные воздухоподогреватели устанавливать нельзя.

В отопительно-производственных котельных следует устанавливать лишь трубчатые воздухоподогреватели. Трубчатые воздухоподогреватели монтируют из стальных тонкостенных труб диаметром 51/46 или, лучше, 40/37 *мм*, концы которых вваривают в трубные доски. Трубы воздухоподогревателя обычно располагают в шахматном порядке. Шаг труб в одном ряду принимают $S_1^{воз} = 1{,}35\ d$ *мм*, шаг труб между рядами $S_2^{воз} = 1{,}05\ d$ *мм*. Газы, как правило, проходят внутри труб, а воздух омывает их снаружи поперечным током. Обычно воздухоподогреватели компонуют в одну колонку с направлением движения газов сверху вниз. В подобных случаях (при необходимости повысить скорость перемещения нагреваемого воздуха) воздухоподогреватель может быть по высоте разделен промежуточными перегородками, располагаемыми параллельно трубным доскам, при этом число ходов по воздуху соответственно возрастет.

Скорость движения дымовых газов должна быть в пределах $w = 10 \div 12$ *м/сек*, но не меньше 8 *м/сек*, чтобы избежать загрязнения поверхностей труб.

Из-за очень компактного расположения труб для снижения сопротивления воздухоподогревателя на воздушной стороне скорость движения воздуха рекомендуется принимать в два раза ниже скорости движения газов.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Расчет трубчатых воздухоподогревателей выполняют по уравнениям (IV.23), (IV.24) и (IV.50):

$$Q_{воз} = (\alpha_т - 0{,}1)\ V_0 C_{воз} B_р (t''_{воз} - t'_{воз})\ ккал/ч, \qquad (IV.50)$$

где $\alpha_т$ — значение коэффициента избытка воздуха в топке;

V_0 — теоретически необходимое количество воздуха, определяемое по уравнению (III.8), в $м^3/кг$;

$C_{воз}$ — теплоемкость воздуха в пределах температур от 0 до 200°С, равная 0,32 $ккал/м^3 \cdot град$;

$B_р$ — часовой расход топлива, определяемый по уравнению (III.40), в $кг/ч$;

$t'_{воз}$ и $t''_{воз}$ — температура воздуха до и после воздухоподогревателя, значениями которой задаются.

Найдя из уравнения (IV.50) количество тепла $Q_{воз}$ в $ккал/ч$, необходимое для нагрева воздуха в воздухоподогревателе, решают остальные два уравнения: сначала уравнение (IV.24), а затем уравнение (IV.23). Из уравнения (IV.24) обычно находят значение температуры газов за воздухоподогревателем, т. е., по сути дела, температуру уходящих газов, и проверяют, правильно ли она была предварительно выбрана.

При решении уравнения (IV.23) значение температурного напора определяют либо как среднелогарифмическую разность температур по уравнению (IV.47), либо как среднеарифметическую разность температур по уравнению (IV.48).

Значение температурного напора как среднеарифметическую разность температур (IV.48) можно использовать в тех случаях, когда

$$\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м} \leqslant 1{,}7, \qquad (IV.51)$$

где $\Delta t_б$ — разность температур между нагревающей и нагреваемой средой в том конце поверхности нагрева, где она больше, в °С;

$\Delta t_м$ — разность температур на другом конце поверхности в °С.

Значение расчетного коэффициента теплопередачи трубчатых воздухоподогревателей определяют по формуле

$$K_{воз} = 0{,}7\ \frac{\alpha_к\ \alpha_2}{\alpha_к + \alpha_2}\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град, \qquad (IV.52)$$

где $\alpha_к$ — значение коэффициента теплоотдачи от газов к стенке за счет конвекции; подсчитывают по формулам (IV.30), (IV.33), (IV.34), (IV.37) или по номограммам рис. IV.7, *а*, *б*.

Несколько иначе определяют температуру стенки:

$$t_{ст} = \left(\frac{\vartheta'_{воз} + \vartheta''_{воз}}{2} + \frac{t'_{воз} + t''_{воз}}{2}\right) 0{,}5. \qquad (IV.53)$$

Кроме того, для определения значения коэффициента теплоотдачи от стенки к воздуху α_2 следует использовать номограммы, приведенные на рис. IV.5 или IV.6.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

На рис. IV.18 показана конструкция трубчатого воздухоподогревателя с поверхностью нагрева $H_{воз}=140$ $м^2$. Воздухоподогреватель *1* выполнен из труб диаметром 40/37 *мм*, расположенных в шахматном порядке, и смонтирован в блоке с золовым бункером *2*. Воздухоподогреватель состоит из двух колонок, по одной из них газы опускаются вниз, а по другой поднимаются вверх. Подобная компоновка удачно сочетается с установкой золоуловителя. По перемещению воздуха воздухонагреватель — двухходовый.

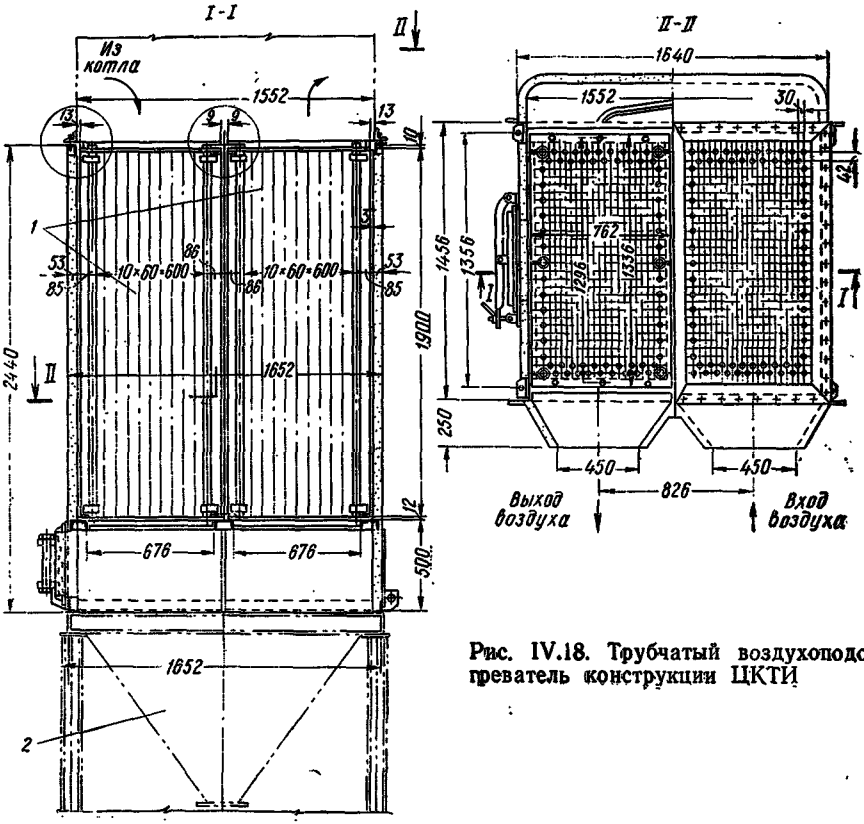


Рис. IV.18. Трубчатый воздухоподогреватель конструкции ЦКТИ

Трубчатые воздухоподогреватели изготовляются Бийским котельным заводом трех типов: двухходовые по воздуху и газам (для котлов паропроизводительностью 2,5 и 4 *т/ч*); одноходовые по газу и двухходовые по воздуху (для котлов паропроизводительностью 6,5 и 10 *т/ч*); одноходовые по газу и воздуху (для котлов паропроизводительностью 20 *т/ч*).

Техническая характеристика воздухоподогревателей приведена в табл. IV.10.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица IV.10

Техническая характеристика трубчатых воздухоподогревателей

Наименование	Тип воздухоподогревателя					
	I		II		III	
Поверхность нагрева в *м*²	80	140	283	300	228	498
Количество пакетов	2	2	1	1	1	1
Количество ходов:						
воздуха	2	2	2	2	2	1
газа	2	2	1	1	1	1
Количество труб в шт.	378	610	508	653	1349	1312
Диаметр труб в *мм*	40×1,5					
Шаг труб в *мм*:						
вдоль потока	84					
поперек »	60					
Сечение для прохода в *м*²						
газов	0,203	0,326	0,545	0,698	1,45	1,41
воздуха	0,228	0,38	0,753	0,845	1,23	1,38
Габариты в *мм*:						
длина	2170	2170	1860	1860	2600	2600
высота	2450	2450	4490	4490	1400	3140
ширина	1170	1652	1300	1600	1260	1260

§ 31. Проверка теплового баланса

После расчетов, определив количество тепла, воспринятого различными поверхностями котельного агрегата, проверяют тепловой баланс котельного агрегата по полезному теплу и находят полученную невязку, которая не должна превосходить 0,5%.

Невязка теплового баланса определяется по уравнениям

$$\Delta Q = B_р Q_н^р \eta - (Q_л + Q_к + Q_{пер} + Q_э), \qquad (IV.54)$$

$$\frac{\Delta Q}{B_р Q_н^р \eta} 100 \leqslant 0{,}5\%, \qquad (IV.55)$$

где $Q_л$, $Q_к$, $Q_{пер}$, $Q_э$ — количества тепла по балансу, воспринятые лучевоспринимающими поверхностями, газоходами котла, пароперегревателем и экономайзером;

$B_р$ — расчетный расход топлива на один котельный агрегат в *кг/ч*.

Глава V

ТЯГО-ДУТЬЕВЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 32. Общие положения

Подачу воздуха в топки котлов, перемещение дымовых газов по газоходам и их удаление в атмосферу осуществляют дутьевым и тяговым устройствами.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Увеличить количество сжигаемого топлива, т. е. повысить мощность топки, можно в результате увеличения разрежения в топочном пространстве или давления в воздухоподводящем устройстве. При сжигании газообразных, жидких и твердых нешлакующихся видов топлива, в частности дров, мощность топок увеличивается с повышением разрежения в топочном пространстве (но не более 8 *мм вод. ст.*); во всех остальных случаях увеличивают давление в воздухоподводящем устройстве, т. е. устраивают искусственное дутье: вентиляторное или комбинированное — вентиляторное и паровое.

Комбинированное дутье — вентиляторное и паровое — применяют лишь при сжигании каменного угля и антрацита, обладающих легкоплавкой золой; при этом паровое дутье используется в периоды растопки и после чистки топок.

Вентиляторное дутье применяют в зависимости от рода сжигаемого топлива, конструкции топки и величины теплового напряжения. Статическое давление в воздухоподводящих устройствах должно быть в среднем 60—80 *мм вод. ст.* при сжигании твердых топлив и достигать значительно бо́льших значений — до 300 *мм вод. ст.* — при сжигании газообразных и особенно жидких топлив.

Для большинства топочных устройств воздух, подаваемый для горения, не подогревается. В ряде случаев, например при сжигании топлива на механических решетках или в виде пыли, воздух необходимо подогревать; в таких случаях, как правило, устанавливают воздухоподогреватели.

Воздух следует забирать как непосредственно из котельной, так и снаружи, чтобы не создавать в помещении повышенного разрежения.

§ 33. Дутьевые устройства

Количество воздуха, на которое рассчитывается дутьевое устройство, определяют по уравнению

$$V_в = 1{,}1\ \alpha_т B_р V_0 \frac{273 + t_в}{273} \cdot \frac{760}{b}\ м^3/ч, \qquad (V.1)$$

где 1,1 — значение коэффициента, учитывающего утечку воздуха через неплотности воздуховодов;

$\alpha_т$ — значение коэффициента избытка воздуха в топке;

$B_р$ — максимальный расход топлива в *кг/ч*;

V_0 — количество воздуха, необходимое для сжигания 1 *кг* топлива при 0° и 760 *мм рт. ст.*, в $м^3/кг$;

b — барометрическое давление в *мм рт.ст.* в районе расположения котельной;

$t_в$ — температура подаваемого воздуха в *град.*

Значение отношения $\frac{760}{b}$ мало, поэтому поправка на барометрическое давление в большинстве случаев несущественная.

Дутьевые вентиляторы выбирают по их производительности

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

и создаваемому ими полному давлению. Полное давление, создаваемое дутьевым вентилятором, слагается из давления при выходе из воздухоподводящего устройства (динамического давления) и суммы сопротивлений установки, складывающихся из местных сопротивлений и сопротивлений трения в воздуховодах, зольнике и решетке со слоем топлива (статического давления), а также в форсунке или горелке.

Если устанавливают воздухоподогреватель, то учитывают и его сопротивление. При подборе вентиляторов полное давление рекомендуется увеличивать на 10%.

Дутьевые вентиляторы устанавливают индивидуальные (по агрегатному принципу) и групповые. Групповые дутьевые вентиляторы устанавливают в котельных, оборудованных котлами с расчетной производительностью не свыше 1,5—2 *т/ч*. По агрегатному принципу при сжигании под котлами твердого топлива обычно на один котел устанавливают один дутьевой вентилятор, при сжигании газа или мазута число дутьевых вентиляторов не нормируют, а для котлов повышенной мощности принимают по числу горелок.

При групповой установке предусматривают два дутьевых вентилятора, причем в отопительно-производственных котельных каждый из них рассчитывают на 60%-ную нагрузку от максимальной, а в производственных котельных—на 100%-ную нагрузку.

В котельных с воздухоподогревателями дутьевые вентиляторы устанавливают перед ними по ходу движения воздуха.

Определив производительность и полное расчетное давление, по соответствующим каталогам выбирают необходимые номера вентиляторов, учитывая их значения коэффициентов полезного действия и число оборотов. В качестве дутьевых устройств устанавливают, как правило, центробежные вентиляторы среднего давления.

Требуемую мощность на валу вентилятора определяют по формуле:

$$N_в = \frac{1{,}1\, V_в H_п}{3600 \cdot 102\, \eta_в}\ квт, \qquad (V.2)$$

где $V_в$ — производительность вентилятора в $м^3/ч$;
$H_п$ — полное расчетное давление вентилятора в *мм вод. ст.*;
$\eta_в$ — значение коэффициента полезного действия вентилятора при полном давлении.

§ 34. Аэродинамическое сопротивление котельной установки

Аэродинамическое сопротивление на пути прохождения газов в газоходах котельной установки составляется из местных сопротивлений, зависящих от изменения сечений газоходов и их поворотов, и из сопротивления, возникающего вследствие трения и вследствие сопротивления пучков труб.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Необходимое разрежение, создаваемое тяговым устройством (S *мм вод. ст.*), зависит от суммы сопротивлений отдельных элементов, входящих в состав котельной установки ($h_{уст}$ *мм вод. ст.*), и должно быть на 20% больше последней, т. е.

$$S \geqslant 1{,}2\, h_{уст} \geqslant (\Delta h_т + \Delta h_к + \Delta h_{пер} + \Delta h_{эк} + \Delta h_{в.\,п} + \Delta h_{зол} + \Delta h_{зас} + \Delta h_{бор} + \Delta S_{д.\,тр})\ мм\ вод.\ ст., \qquad (V.3)$$

где $\Delta h_т$, $\Delta h_к$ и т. д. — соответственно аэродинамические сопротивления: топки, котла, пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя, золоуловителя, поворотных заслонок, боровов и дымовой трубы в *мм вод. ст.* Сопротивления определяют при максимальной нагрузке котельной установки.

Сопротивление топок (слоя топлива, колосниковой решетки, горелок и т. п.), оборудованных дутьем, преодолевается при помощи вентиляторов, на долю же тягового устройства приходится лишь создание небольших разрежений в топочном пространстве (2—4 *мм вод. ст.*). При сжигании твердого, жидкого и газообразного топлива без дутья необходимое разрежение в топочном пространстве должно быть в пределах 4—8 *мм вод. ст.*

Сопротивления отдельных элементов котельной установки, зависящие от местных сопротивлений, подсчитывают по формуле

$$\Delta h_{м.\,с} = \zeta \frac{w^2}{2g} \rho\ мм\ вод.\ ст., \qquad (V.4)$$

где ζ — значение коэффициента местного сопротивления;
w — скорость движения газа или воздуха по газоходам в *м/сек*;
ρ — плотность газа или воздуха в *кг/м*^{3}.

Значения коэффициентов местного сопротивления принимают в зависимости от характера сопротивлений, конфигурации газохода и его конструкции. Значения коэффициента ζ при поворотах для наиболее часто встречающихся в котельной практике случаев такие:

под углом 45°	0,5
» » 90°	1
» » 180°	2

Скорость в месте поворота определяют по формуле

$$w = \frac{V_г B_р (273 + \vartheta_г)}{273 + 3600 f}\ м/сек, \qquad (V.5)$$

где $V_г$ — объем газов при соответствующем значении коэффициента избытка воздуха в *м*^{3}/*кг*;
$B_р$ — расход топлива в *кг/ч*;
$\vartheta_г$ — температура газов в месте поворота в *град*;
f — живое сечение, зависящее от угла поворота, в *м*^{2}.

Живые сечения определяются:
для поворота на 90°

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

$$f = \frac{2}{\frac{1}{f_1} + \frac{1}{f_2}} \ м^2, \qquad (V.6)$$

где f_1 и f_2 — начальное и конечное сечения поворота;
для поворота на 180°

$$f = \frac{3}{\frac{1}{f_1} + \frac{1}{f_2} + \frac{1}{f_3}} \ м^2, \qquad (V.7)$$

где f_1, f_2 и f_3 — начальное, среднее и конечное сечения.

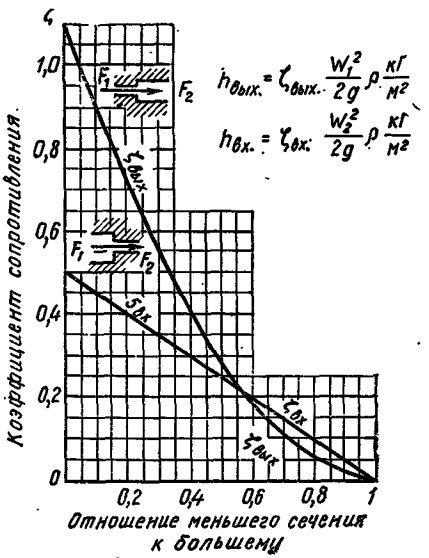


Рис. V.1. Значение коэффициента сопротивления при внезапном изменении сечения

Для поворота вне пучка труб, вокруг кромки перегородки, начальное и конечное сечения поворота принимают, учитывая загромождения их трубами, а сечение в середине поворота принимают свободное. Для поворота внутри пучка труб все три сечения принимают с учетом загромождения трубами.

При внезапном изменении сечения при входе и выходе газов значения коэффициентов местного сопротивления $\zeta_{вх}$ и $\zeta_{вых}$ определяют по графику (рис. V.1) в зависимости от отношения меньшего сечения к большему; при этом скорости газов подсчитывают для меньшего сечения. Для внезапного изменения сечения при входе и выходе в случае продольного омывания значение коэффициента местного сопротивления берут по выражению

$$\zeta = \zeta_{вх} + \zeta_{вых}. \qquad (V.8)$$

К местным сопротивлениям (несколько условно) относят сопротивления, возникающие при поперечном обтекании труб газовым или воздушным потоком. В этом случае оно подсчитывается также по формуле (V.4).

Для коридорного расположения труб значение коэффициента сопротивления определяют по формуле

$$\zeta_к = \zeta_0 z_2, \qquad (V.9)$$

где ζ_0 — значение коэффициента сопротивления одного ряда труб;
z_2 — количество рядов труб по глубине пучка.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

В свою очередь, значение коэффициента ζ_0 определяют в зависимости от величин относительного и поперечного шагов труб:

при $\frac{s_1}{d} > \frac{s_2}{d}$

$$\zeta_0 = c_s\, c_{\mathrm{Re}}\, \zeta_{\text{гр}}; \qquad (V.10)$$

при $\frac{s_1}{d} \leqslant \frac{s_2}{d}$

$$\zeta_0 = c_s\, \zeta_{\text{гр}}. \qquad (V.11)$$

В формулах (V.10) и (V.11) значение коэффициента сопротивления коридорного пучка находится по графику (рис. V.2). По этому же графику находят и значения поправочных коэффициентов на расстояние между трубами c_s и на число Рейнольдса c_{Re}.

Для шахматного расположения труб значение коэффициента сопротивления определяют по формуле

$$\zeta_{\text{ш}} = \zeta_0\, (z_2 + 1), \qquad (V.12)$$

где ζ_0 — значение коэффициента сопротивления одного ряда труб;
z_2 — количество рядов труб по глубине пучка.

В свою очередь, значение коэффициента ζ_0 определяется из выражения

$$\zeta_0 = c_s\, \mathrm{Re}^{-0,27}. \qquad (V.13)$$

Сопротивление шахматного пучка может быть определено также по формуле

$$\Delta h_{\text{ш}} = c_s\, c_d\, \Delta h_{\text{гр}}\, (z_2 + 1)\ \textit{мм вод. ст.}, \qquad (V.14)$$

в которой значения поправочных коэффициентов на расстояние между трубами c_s, диаметр труб c_d и графическое сопротивление одного ряда труб находят по графику рис. V.3.

Сопротивления отдельных элементов котельной установки, связанные с трением газов о стенки труб или прямых каналов, при движении по которым газы не встречают на своем пути препятствий в виде пучков труб, подсчитывают по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda\, \frac{l}{d} \cdot \frac{w_{\text{ср}}^2}{2g}\, \rho_{\text{ср}}\ \textit{мм вод. ст.}, \qquad (V.15)$$

где $\lambda = \frac{0,361}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}}}$ — значение коэффициента трения;

l — длина газохода в *м*;

d — диаметр канала в *м*; при прямоугольных и других сечениях он должен быть заменен эквивалентным диаметром, равным $d_э = \frac{4f}{U}$;

f — живое сечение газохода в *м*²;

U — периметр поперечного сечения, омываемый газами, в *м*;

$w_{\text{ср}}$ — средняя скорость в *м/сек*;

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

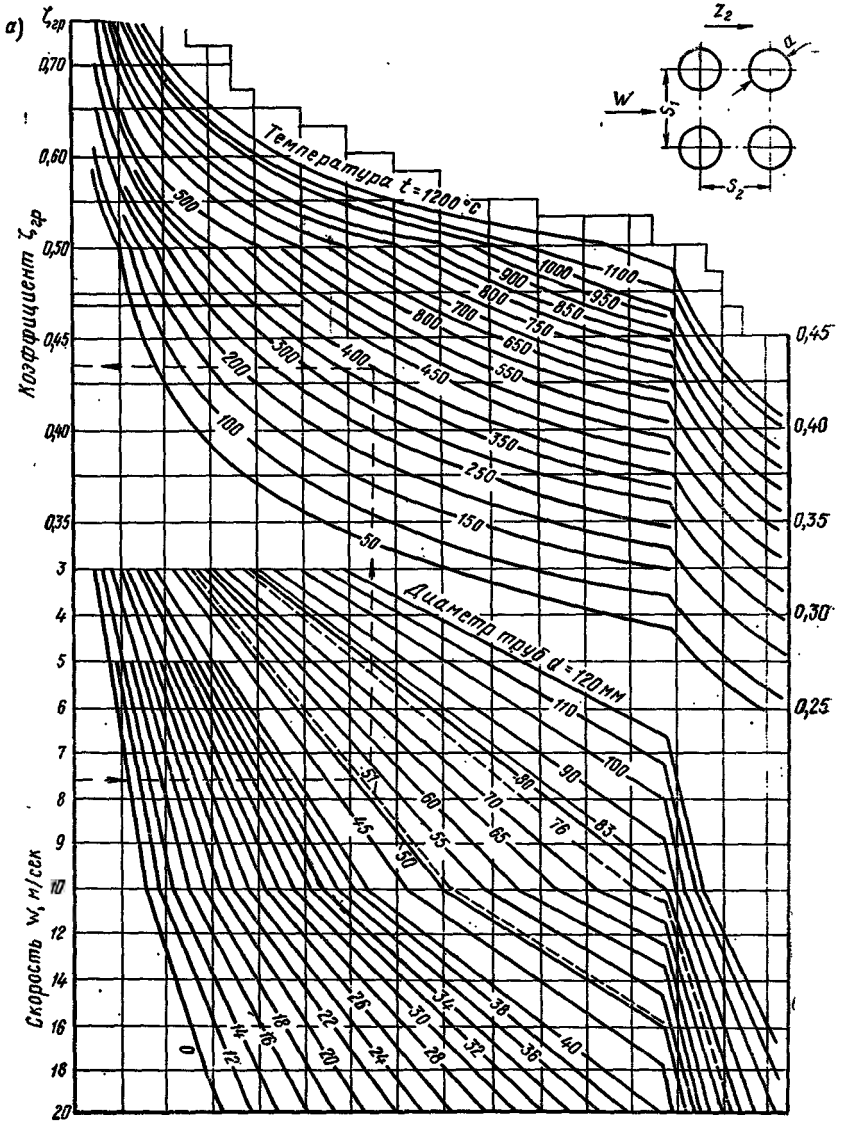
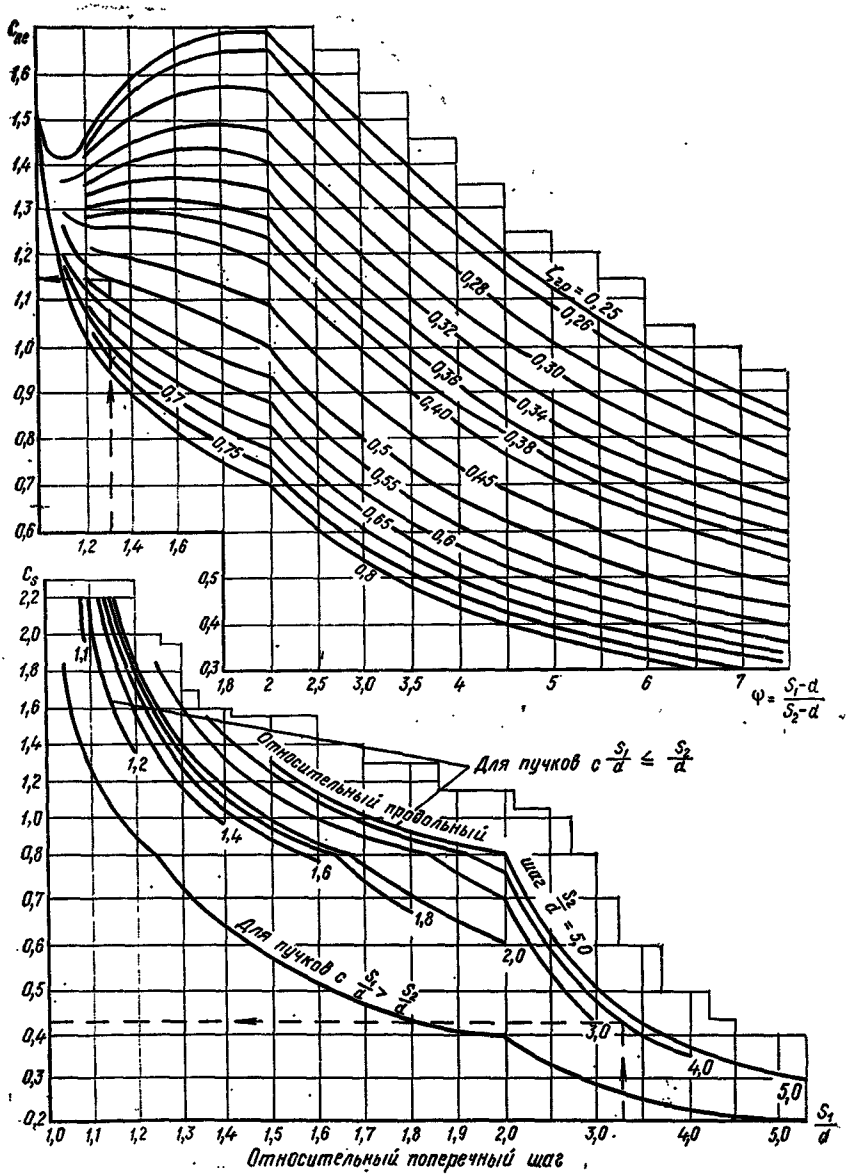


Рис. V.2. Значение коэффициента сопротивления.
а — при поперечном омывании;

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

б)



коридорного пучка

б — поправочные коэффициенты

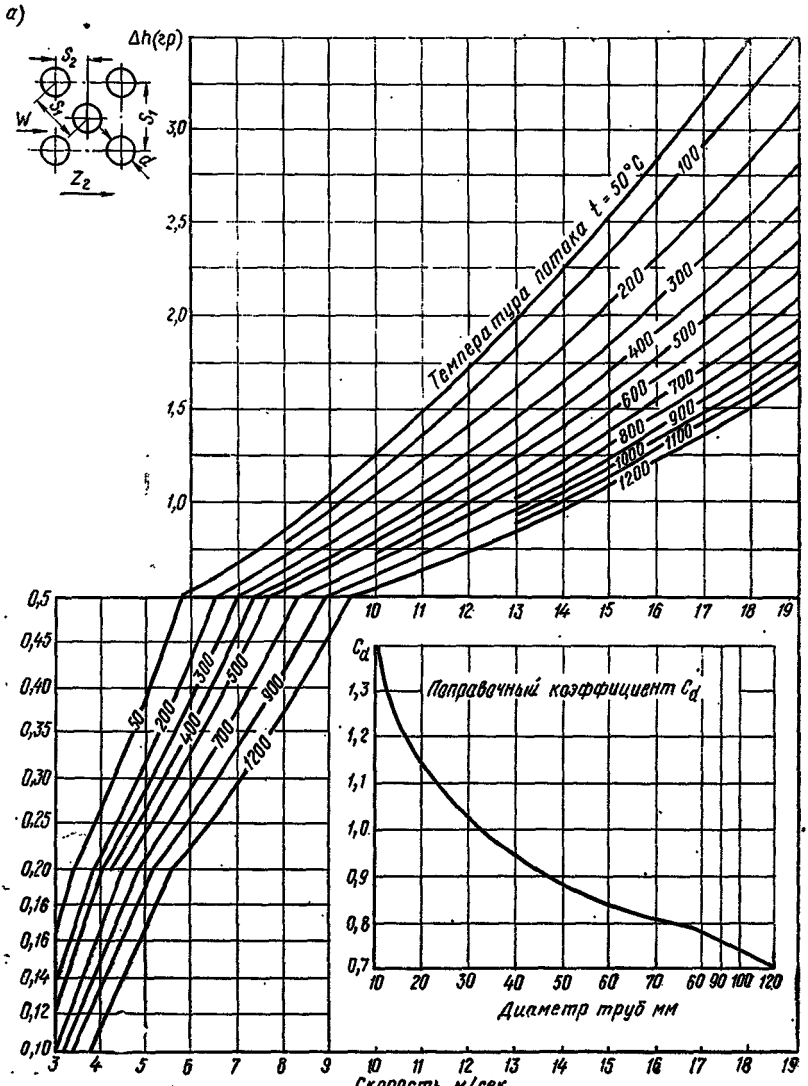
Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

$\rho_{ср}$ — плотность газов при средней температуре в *кг/м³*, которая подсчитывается из соотношения

$$\frac{\rho_0}{\rho_{ср}} = \frac{\vartheta_{ср} + 273}{\vartheta_0}, \qquad (V.16)$$

где $\rho_0 = 1{,}34$ *кг/м³*; $\vartheta_0 = 273°C$.

Для упрощения расчетов можно пользоваться следующими значениями коэффициента λ: для металлических каналов и труб $\lambda = 0{,}02$, для кирпичных каналов и труб $\lambda = 0{,}04$.



Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

В котлах со значительной высотой газоходов (более 5 *м*) следует учитывать также значения самотяги, так как при движении газов вверх самотяга уменьшает величину требуемой силы тяги, а при движении их вниз — увеличивает. Значение самотяги подсчитывают по формуле

$$h_{сам} = \pm H\left(\rho_в - \frac{\rho_0 \cdot 273}{\vartheta_{ср} + 273}\right) \text{ мм вод. ст.}, \qquad (V.17)$$

где H — высота газохода в *м*;

ρ_0 — приведенная плотность дымовых газов, при 760 *мм рт. ст.* и 0°С равная 1,34 *кг/м³*;

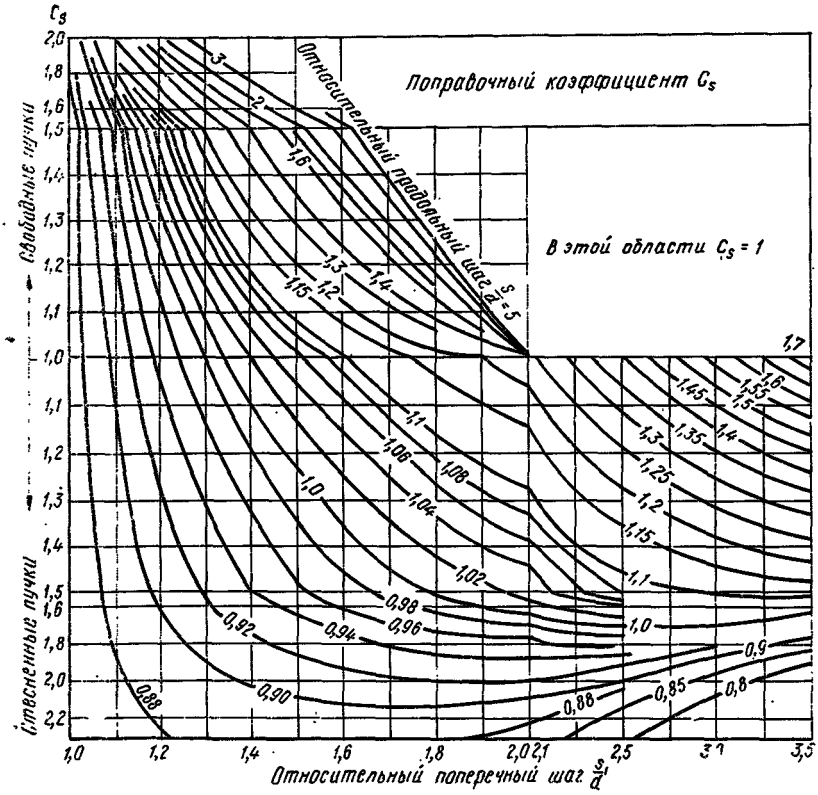
$\vartheta_{ср}$ — средняя температура газов в газоходе в °С;

$\rho_в$ — плотность наружного воздуха (при $\vartheta_0 = 0°$; $\rho_в \approx 1{,}3$ *кг/м³*).

По уравнению (V.17) подсчитывается и самотяга дымовой трубы.

Рис. V.3. Сопротивление шахматного пучка

а — при поперечном омывании; *б* — поправочный коэффициент



Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Для ориентировочных подсчетов аэродинамических сопротивлений могут быть рекомендованы следующие эмпирические выражения:

для паровых котлов

$$\Delta h_к = A\left(\frac{D_н}{H_к}\alpha_к\right)^2 - B \text{ мм вод. ст.}, \qquad (V.18)$$

где $D_н$ — паропроизводительность котла в *кг/ч*;
$H_к$ — поверхность нагрева котла в $м^2$;
$\alpha_к$ — значение коэффициента избытка воздуха за котлом;
A и B — значения коэффициентов, принимаемых по табл. V.1.

Таблица V.1

Значения коэффициентов A и B для ориентировочного определения аэродинамического сопротивления котлов

Тип котлов	A	B
Жаротрубные	0,005	0
Горизонтально-водотрубные	0,006	0
Вертикально-цилиндрические	0,0041	3
Вертикально-водотрубные	0,004	2

Для водяных ребристых экономайзеров:

системы ЦККБ

$$\Delta h_в = 0{,}33\,n\,\frac{w_{ср}^2}{2g}\,\rho_{ср} \text{ мм вод. ст.}; \qquad (V.19)$$

системы ВТИ

$$\Delta h_э = 0{,}5\,n\,\frac{w_{ср}^2}{2g}\,\rho_{ср} \text{ мм вод. ст.}; \qquad (V.20)$$

для трубчатых воздухоподогревателей:

сопротивление проходу газов

$$\Delta h_{газ} = 6\left(\frac{w_{газ}}{6}\right)^2\frac{l}{4} \text{ мм вод. ст.}; \qquad (V.21)$$

сопротивление проходу воздуха

$$\Delta h_{воз} = 25\,\frac{n}{100}\left(\frac{w_{воз}}{6}\right)^2 \text{ мм вод. ст.}, \qquad (V.22)$$

где n — число труб по ходу газов или воздуха;
$W_{ср}$ — средняя скорость газов или воздуха в *м/сек*;
$\rho_{ср}$ — плотность газов при средней температуре в $кг/м^3$;
l — длина труб в *м*.

Сопротивление общего сборного борова можно подсчитать, исходя из его длины и принимая на каждые 25 *пог. м* 2 *мм вод. ст.*; сопротивление каждого поставленного на пути газов шибера может быть принято в 0,5—1,5 *мм вод. ст.* в соответствии со скоростью движения газов $w = 3 \div 4$ *м/сек*.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Аэродинамическое сопротивление дымовой трубы вызывается трением газов о стенки и потерей давления при выходе газов из трубы в атмосферу; его определяют из уравнения:

$$\Delta h_{д.\,тр} = \Delta h_{тр} + \Delta h_{вых} \text{ мм вод. ст.}, \qquad (V.23)$$

где $\Delta h_{тр}$ — сопротивление трению, которое подсчитывают по формуле (V.15);
$\Delta h_{вых}$ — потеря при выходе газов из трубы, определяемая по формуле

$$\Delta h_{вых} = 1{,}1 \frac{\rho w^2}{2g} \text{ мм вод. ст.}, \qquad (V.24)$$

где ρ — плотность газов при данной их температуре при выходе из дымовой трубы в *кг/м*³;
w — скорость газов по выходе из дымовой трубы в *м/сек*.

При присосе воздуха между водяным экономайзером (или воздухоподогревателем) и дымовой трубой $\Delta\alpha < 0{,}1$ температуру газов при входе в дымосос или дымовую трубу $\vartheta_д$ принимают равной температуре газов за экономайзером (или воздухоподогревателем), т. е.

$$\vartheta_д = \vartheta_{ух} = \vartheta''_э.$$

При присосе воздуха $\Delta\alpha > 0{,}1$ температуру газов при входе в дымовую трубу определяют по аналогии с уравнением (III.30):

$$\vartheta_д = \frac{\vartheta_{ух}\,\alpha_{ух} + t_в\,(\alpha_д - \alpha_{ух})}{\alpha_д}.$$

Температуру газов при выходе из трубы подсчитывают с учетом ее падения на 1 *пог. м* высоты: для кирпичных труб на $\Delta\vartheta = \frac{0{,}4}{\sqrt{D}}$, а для стальных нефутерованных труб на $\Delta\vartheta = \frac{0{,}8}{\sqrt{D}}$ и определяют по формуле

$$\vartheta_{вых} = \vartheta_д - \Delta\vartheta\, H, \qquad (V.25)$$

где D — максимальная паропроизводительность котельной в *т/ч*;
H — предварительно задаваемая (или проверяемая) высота трубы в *м*.

Среднюю температуру газов в трубе определяют так:

$$\vartheta_{ср} = \frac{\vartheta_д + \vartheta_{вых}}{2}, \qquad (V.26)$$

Падение температуры дымовых газов в дымовой трубе учитывают лишь при естественной тяге; при искусственной тяге температуру уходящих газов принимают равной их температуре перед дымососом.

§ 35. Естественная тяга

Естественная тяга осуществляется дымовыми трубами. Чем выше труба, тем сильнее тяга, а при одной и той же высоте тру-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

бы тяга тем сильнее, чем выше температура газов, входящих в трубу, и чем ниже температура наружного воздуха.

Естественная тяга применяется в основном в тех случаях, когда высота трубы не превышает 50 *м*, однако окончательно в каждом отдельном случае вопрос решается в зависимости от конкретных условий. Если труба обслуживает отопительно-производственную котельную в течение всего года, то при определении высоты трубы учитываются периоды с расчетными наружными температурами для зимы и лета; если труба обслуживает чисто отопительную котельную, то следует учитывать периоды с расчетной зимней температурой и с наружной температурой конца отопительного сезона ($t_н = 10°C$). Таким образом, высота трубы подсчитывается для двух периодов.

Высоту дымовой трубы следует определять по формуле

$$H = 2{,}15 \frac{S}{\left(\frac{1}{273 + t_н} - \frac{1}{273 + \vartheta_{ср}}\right) b} \text{ м}, \qquad (V.27)$$

где S — разрежение, создаваемое дымовой трубой, в *мм вод. ст.*;
b — барометрическое давление в *мм рт. ст.*;
$t_н$ — температура наружного воздуха;
$\vartheta_{ср}$ — средняя температура газов в трубе.

Из двух найденных значений высоты трубы принимают наибольшее. Площадь выходного сечения дымовой трубы определяют с учетом скорости движения дымовых газов, которая при естественной тяге должна находиться в пределах 6—10 *м/сек*. Сначала, задаваясь скоростью движения газов $w = 5 \div 8$ *м/сек*, определяют сечение трубы для максимальной нагрузки, соответствующей расчетному зимнему периоду, а затем по найденному значению выходного сечения трубы проверяют скорость движения газов при минимальной нагрузке; последняя по возможности не должна быть ниже 3 *м/сек*.

Площадь выходного сечения трубы следует определять по формуле

$$F = \frac{B V_г (\vartheta_{вых} + 273)}{3600 \cdot 273\, w_{вых}} \text{ м}^2, \qquad (V.28)$$

где B — максимальный и минимальный расход топлива в котельной в *кг/ч* (т. е. при зимнем и летнем режимах);
$V_г$ — объем дымовых газов, выделяющихся при сжигании 1 *кг* топлива, в $м^3$;
$\vartheta_{вых}$ — температура газов в выходном сечении трубы в *град*;
$w_{вых}$ — скорость газов в выходном сечении трубы в *м/сек*.

§ 36. Искусственная тяга

Искусственная тяга создается дымососами прямого и непрямого действия. Обычно применяют дымососы прямого действия, как наиболее экономичные.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Дымососы отличаются от обычных центробежных вентиляторов лишь тем, что они отсасывают дымовые газы со значительно более высокой температурой, чем воздух, поэтому их конструкции должны быть более прочными с меньшим количеством лопаток и с обязательным охлаждением подшипников.

Производительность дымососов прямого действия определяют по формуле

$$V_д = \frac{1,1\ B_р V_г (\vartheta_{дым} + 273)}{273}\ м^3/ч, \qquad (V.29)$$

где $B_р$ — расчетное количество сжигаемого топлива в *кг/ч*;
$V_г$ — объем дымовых газов перед дымососом в *м³/кг*;
$\vartheta_{дым}$ — температура дымовых газов перед дымососом в *град*.

Расчетное полное давление дымососа определяют по выражению

$$H_р = 1,2\ (h_{уст} - h_{сам})\ мм\ вод.\ ст., \qquad (V.30)$$

где $h_{уст}$ — суммарное сопротивление по газовому тракту всех элементов котельной установки, подсчитанное по выражению (V.3), в *мм вод. ст.*;
$h_{сам}$ — разрежение, создаваемое дымовой трубой, в *мм вод. ст.* при принятой или заданной ее высоте; определяется из выражения (V.17).

При выборе дымососа по каталогам расчетное полное давление должно быть приведено к тем условиям, которые в них приняты, т. е.

$$H_д = H_р\ \frac{273 + \vartheta_д}{273 + \vartheta_{кат}}\ мм\ вод.\ ст., \qquad (V.31)$$

где $\vartheta_д$ — температура газов, входящих в дымосос, в *град*;
$\vartheta_{кат}$ — температура газов или воздуха, принятая в каталоге, в *град*.

Потребная мощность дымососа определяется по формуле

$$N_{дым} = \frac{1,1\ V_д H_д}{3600 \cdot 102\ \eta_д}\ квт, \qquad (V.32)$$

где $V_д$ — производительность дымососа в *м³/ч*;
$H_д$ — полное расчетное давление дымососа в *мм вод. ст.*;
$\eta_д$ — значение коэффициента полезного действия дымососа.

Число устанавливаемых дымососов и их производительность, так же как и дутьевых вентиляторов, обусловливаются мощностью котельной установки. Поагрегатная установка дымососов предпочтительней. Групповые дымососы устанавливают лишь в котельных малой мощности и там, где установлены групповые экономайзеры или золоуловители. Производительность групповых дымососов выбирают по тем же соображениям, что и производительность дутьевых вентиляторов.

Высоту дымовых труб при искусственной тяге устанавливают с учетом противопожарных и санитарно-гигиенических требований. В соответствии с противопожарными требованиями дымо-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

вые трубы устанавливают выше окружающих зданий, расположенных в радиусе 25 *м*, не менее чем на 5 *м*. Высоту дымовых труб для отопительно-производственных котельных, оборудованных золоулавливающими устройствами, в соответствии с нормами проектирования можно принять по данным табл. V.2.

Таблица V.2

Высота дымовых труб в зависимости от расхода топлива

Среднесуточный расход топлива в *т/ч*	До 1	1—5	5—10 и более
Высота трубы в *м*	20	30	45

Эти соотношения не относятся к котельным, работающим на древесном топливе и на газе. При расположении в радиусе 200 *м* от котельной соседних зданий высотой более 15 *м* минимальную высоту дымовой трубы принимают равной 45 *м*. При сжигании газообразного топлива высоту дымовых труб можно уменьшить до 20 *м*. Максимальная скорость газов при выходе из трубы при искусственной тяге может достигать 20 *м/сек*, а минимальная не должна быть меньше 6 *м/сек*.

Температура отсасываемых газов при искусственной тяге должна быть не ниже 100 и не выше 250°С, так как при температуре ниже 100°С происходит ржавление дымососов, а температура выше 250°С отрицательно влияет на их прочность. Если температура дымовых газов выше 250°С, следует подмешивать холодный воздух. В небольших котельных установках в качестве дымососов можно устанавливать центробежные вентиляторы среднего давления.

§ 37. Выбор тяго-дутьевых машин и электродвигателей к ним

В отопительно-производственных котельных обычно устанавливают дутьевые вентиляторы и дымососы одностороннего всасывания. Дутьевые вентиляторы (ВД) применяются при температуре воздуха около 20°С, а дымососы (Д) — при температуре до 250°С. Как дутьевые вентиляторы, так и дымососы для регулирования производительности снабжены осевыми направляющими аппаратами. Все вентиляторы и дымососы изготовляются как правого, так и левого вращения и с различным положением кожуха.

На рис. V.4 даны сводные характеристики для подбора тяго-дутьевых машин по данным заводов-изготовителей. На оси абсцисс характеристики отложены значения производительности в тыс. *м³/ч*, а на оси ординат — значения полного давления в *мм вод. ст.* Ось ординат имеет две шкалы: одну используют при

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

подборе дутьевых вентиляторов ($t_в = 20°C$), другую — для подбора дымососов ($\vartheta_{газ} = 200°C$).

На сводной характеристике выделены зоны, каждая из которых соответствует типу машины и рабочему числу ее оборотов, с учетом регулирования производительности направляющим аппаратом.

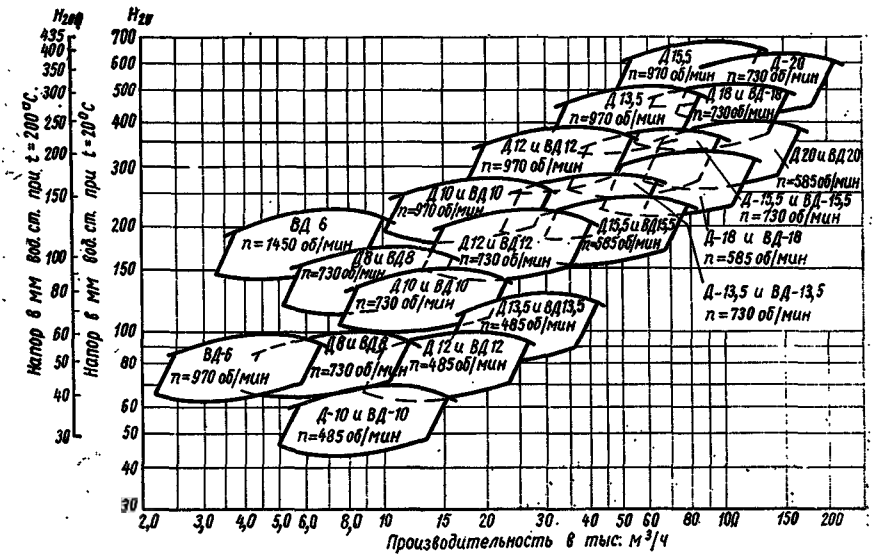


Рис. V.4. Сводные характеристики тяго-дутьевых машин

Верхняя исходная кривая зоны соответствует работе машины с полным открытием и с изменяющимся значением коэффициента полезного действия в пределах 0,61—0,67. Нижняя кривая зоны соответствует работе машины с прикрытым направляющим аппаратом при значении коэффициента полезного действия, равном 0,83 максимального. Боковые границы зоны соответствуют значениям коэффициента полезного действия в пределах 0,83—0,9 максимального. Точки, расположенные внутри каждой зоны, соответствуют промежуточным значениям коэффициента полезного действия при работе машин с несколько прикрытым направляющим аппаратом.

При непосредственном соединении электродвигателя с вентилятором на одной оси мощность, расходуемую на валу двигателя, принимают равной мощности, расходуемой на валу вентилятора. В случае соединения вентилятора с электродвигателем при помощи муфты учитывают дополнительную потерю в подшипниках — около 5% общей мощности.

При соединении вентилятора с электродвигателем ременной

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

передачей расходуемую на валу электродвигателя мощность определяют по формуле

$$N_м = \frac{N}{\eta_п}, \qquad (V.33)$$

где N — мощность на валу дутьевого вентилятора (или на валу дымососа);
$\eta_п$ — значение коэффициента полезного действия ременой передачи принимаемое равным 0,9.

Электродвигатель выбирают исходя из требуемой номинальной мощности $N_н$, определяемой по формуле

$$N_н = k N_м, \qquad (V.34)$$

где k — значение коэффициента запаса мощности, приведенного в табл. V.3.

Таблица V.3

Значения коэффициентов запаса мощности для центробежных вентиляторов

Расходуемая мощность на валу электродвигателя в *квт*	Значение коэффициента запаса при соединении центробежных вентиляторов с электродвигателями	
	на ременной передаче	на одной оси или при помощи муфты
До 0,5	2	1,15
» 1	1,5	
2	1,3	
5	1,2	1,1
Более 5	1,1	

Дутьевые вентиляторы и дымососы предпочтительнее устанавливать на одной оси с электродвигателями, поэтому при их выборе следует сообразовываться с числом оборотов выпускаемых электродвигателей (730, 970, 1450, 2900 *об/мин*).

§ 38. Размещение дутьевых и дымососных агрегатов

Для уменьшения длины воздухоподводящих каналов дутьевые агрегаты располагают по возможности вблизи обслуживаемых ими котлов. Для осмотра, ремонта и обслуживания агрегатов между ними оставляют проходы шириной не менее 700 *мм*. Чтобы вибрация не передавалась на здание, дутьевые агрегаты не устанавливают на стенах. Каждый вентилятор для отключения от общей сети воздуховодов имеет задвижку как на всасывающем, так и на нагнетательном патрубке.

Воздуховоды, присоединяемые к дутьевым вентиляторам и котлам, могут быть подземными или надземными. Подземные воздуховоды выполняют прямоугольного сечения из кирпича или бетона. Надземные воздуховоды чаще всего бывают металлические прямоугольного или круглого сечения. Их применяют в основном при высоком стоянии уровня грунтовых вод. Воздуховоды рассчитывают исходя из скорости движения воздуха в преде-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

лах 6—10 *м/сек*. Воздуховоды, подводимые к отдельным котлам, снабжают задвижками, позволяющими регулировать и прекращать подачу воздуха.

Дымососы присоединяют всасывающими патрубками или прямо к газоходу за водяным экономайзером, отводящим газы в боров, или к борову перед дымовой трубой. К водяному экономайзеру дымосос присоединяют так, чтобы газы шли по всему живому сечению экономайзера, не отклоняясь к одной стороне.

Нагнетательный патрубок дымососа присоединяют диффузором непосредственно к дымовой трубе или к борову, идущему к трубе.

Каждый дымосос имеет на всасывающем и нагнетательном патрубках по задвижке для отключения их от газоходов, когда это необходимо.

Размещение дутьевых вентиляторов и дымососов можно выполнить как внутри здания котельной, так и за его пределами. Не рекомендуется устанавливать тяго-дутьевые машины на открытом воздухе при расположении котельных среди жилого массива.

§ 39. Конструкция дымовых труб

Дымовые трубы выполняют железобетонными, кирпичными и стальными. При сжигании топлива с малым содержанием серы ($S_л^р < 0{,}5\%$) и при условии, что расчетные размеры дымовых труб не превышают определенных пределов ($H \leqslant 35$ и $d \leqslant 1000$ *мм*), их можно выполнять стальными. Во всех остальных случаях их делают либо кирпичными, либо железобетонными. Стальные дымовые трубы при естественной тяге делают обычно цилиндрическими и устанавливают на кирпичном фундаменте с цоколем.

Трубы высотой от 20 до 100 *м* и при диаметрах от 0,8 до 7 *м* выполняют либо из кирпича со стволом конической формы, либо из монолитного или сборного бетона со стволом цилиндрической формы. Трубы высотой свыше 120 *м* выполняют только железобетонными конической формы. Кирпичную кладку дымовых труб выполняют из поясов различной толщины с постепенным уменьшением ее кверху. Снаружи для увеличения устойчивости трубы имеют форму усеченного конуса с уклоном 0,02—0,03 по отношению к вертикали. Нижнюю часть трубы высотой $^1/_5$—$^1/_7$ общей высоты трубы обычно выполняют в виде цилиндрического цоколя. Футеровку кирпичных дымовых труб, как правило, делают не выше $^1/_3$ высоты трубы. Футеровка по всей высоте трубы необходима лишь при мокром способе отделения летучей золы или при сооружении железобетонных труб.

Сечение подводящих газоходов к кирпичным и железобетонным трубам должно быть на 25% больше площади выходного сечения трубы. При введении в трубу нескольких боровов на-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

правляющие перегородки (рассечки) устанавливают только в тех случаях, когда скорость в нижней части трубы равна скоростям выхода из подводящих боровов или больше их. В дымовых трубах, работающих с естественной тягой, разделяющие перегородки не выкладывают. У основания дымовой трубы предусматривают устройство для удаления золы. Лазы для удаления золы должны быть хорошо уплотнены. Исходя из условий производства работ, диаметр устья кирпичных труб должен быть не менее 0,75 *м*.

Глава VI

ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА И НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

В зависимости от характера вырабатываемого теплоносителя подача воды в котлы и перемещение ее по трубопроводам осуществляются различно, соответственно различается и устанавливаемое оборудование.

§ 40. Паровые котельные низкого давления ($P \leqslant 0{,}7$ *ати*)

В паровых котельных низкого давления питательные устройства обычно состоят из конденсационных питательных баков и питательных приборов.

Конденсационно-питательных баков устанавливают либо два, либо один, разгороженный пополам. В эти баки сливается возвращаемый от потребителей конденсат и добавляется вода, компенсирующая его потери. Таким образом, эти баки представляют собой не только сборники конденсата, но и основные источники питательной воды, направляемой в дальнейшем в котлы.

Если котельные размещены в отдельных зданиях и конденсат целесообразно возвращать самотеком, то конденсационно-питательные баки обычно располагают в заглубленных (до отметки 3 *м*) помещениях. При возврате конденсата от потребителей под давлением необходимость в заглубленных помещениях, естественно, отпадает.

Емкость конденсационно-питательных баков должна обеспечивать прием конденсата, а также питание котлов в течение некоторого времени, даже в случае прекращения подачи конденсата или исходной воды. Баки рассчитываются на хранение запаса воды, достаточной для питания в течение 1—2 *ч* всех работающих котлов, но не менее 30-*мин* запаса по максимальному расходу питательной воды.

Для питания котлов устанавливают центробежные и ручные насосы, а в отдельных случаях используют давление водопровода. Выбор питательных приборов зависит от теплопроизводи-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

тельности (паропроизводительности) котельной. Наиболее часто устанавливают два центробежных насоса, один из которых используется как рабочий, а другой — в качестве резервного.

Производительность каждого из насосов должна быть не менее 110% максимальной паропроизводительности всей котельной, т. е.

$$D_{нас} = 1{,}1\, D_{макс}, \qquad (VI.1)$$

где $D_{нас}$ — производительность каждого насоса в *кг/ч*;
$D_{макс}$ — максимальная производительность всей котельной в *кг/ч*.

При производительности котлов меньше 500 *кг/ч* устанавливают один центробежный насос и еще резервный ручной питательный насос, а для котлов производительностью до 150 *кг/ч* устанавливают только один ручной насос. Использовать вместо установки резервного питательного насоса давление водопровода можно лишь в том случае, если оно превышает давление в котле хотя бы на 1 *ати*.

Расчетный напор питательного насоса определяют по формуле

$$H_{нас} = 1{,}15 \cdot 10\, P + H_{сет} \text{ м вод. ст.}, \qquad (VI.2)$$

где P — рабочее давление в котлах в *ати*;
$H_{сет}$ — сопротивление всасывающего и нагнетательного трубопровода, включая разницу в геометрических отметках между осью насоса и местом ввода воды в котел (обычно $H_{сет} = 10 \div 20$ *м вод. ст.*).

Чтобы избежать срыва работы питательных насосов, засасывающих воду повышенной температуры, их обязательно располагают под заливом. Питательную магистраль от насосов к котлам выполняют одинарной. Подобную питательную установку, состоящую из совмещенного конденсационно-питательного бака и одной группы насосов (только питательных), часто называют одноступенчатой и применяют в котельных относительно небольшой производительности и при отсутствии термической деаэрации.

На рис. VI.1 приведена схема трубопроводов и питательных устройств паровой котельной низкого давления. Конденсацион-

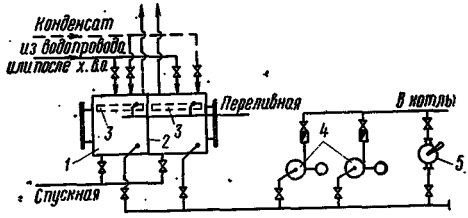


Рис. VI.1. Схема трубопроводов и питательных устройств паровой котельной низкого давления

ный бак *1* разделен промежуточной перегородкой *2* пополам. Это позволяет в случае необходимости осуществлять ремонт, а при испытаниях котельной наиболее точно определять расход подаваемой воды, а следовательно, и количество вырабатывае-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

мого пара. Чтобы уменьшить поглощение питательной водой кислорода воздуха, в баках целесообразно размещать плавающие деревянные крышки *3*. Питательные центробежные насосы *4* и ручной насос *5* выбирают так, как описано выше.

§ 41. Паровые котельные с давлением пара выше 0,7 *ати*

Питание паровых котлов высокого давления в отличие от паровых котлов низкого давления осуществляется по двухступенчатой схеме. Конденсат возвращается по-прежнему в конденсационные баки, но из них насосами первой ступени (т. е. конденсатными насосами) он перекачивается не в котлы, а в питательные баки, расположенные на известной высоте (на отметке от +3 до +5 *м* от чистого пола). В эти же баки добавляется и необходимая вода, восполняющая потери конденсата, и лишь из этих баков насосами второй ступени, именно питательными насосами, вода подается в котлы.

Подобное усложнение схемы питания обеспечивает и повышает надежность эксплуатации. Из заглубленных помещений питательные насосы выносятся к фронту обслуживания котлов, и их работа становится более устойчивой, так как они находятся почти под постоянным гидростатическим давлением, кроме того, удается совместить питательный бак с устройствами по термической водоподготовке.

Очевидно, если конденсат от потребителей возвращается не самотеком, а под давлением, то сборные конденсационные баки и перекачивающие конденсатные насосы можно не устраивать. В этом случае схема питания превращается в одноступенчатую.

Емкость баков для сбора конденсата при автоматической перекачке может быть сведена к емкости, вмещающей конденсат, поступивший за 10 *мин*. Котлы отопительно-производственного назначения должны иметь емкость, вмещающую конденсат, поступивший за 30 *мин*. Что же касается емкости питательного бака, и, в частности, питательного бака, совмещенного с деаэраторным устройством, то она должна составлять: для котельных производительностью до 30 *т/ч* — 40 *мин* по максимальному расходу, для котельных производительностью более 30 *т/ч* — 30 *мин* по максимальному расходу. При производительности котельной до 75 *т/ч* устанавливают один бак-деаэратор питательной воды, а при большей — не менее двух.

Для питания паровых котлов высокого давления устанавливают не менее двух питательных приборов, которые приводятся в действие независимо один от другого. Один из приборов обязательно должен иметь паровой привод.

Для подачи воды применяют центробежные и паровые насосы и паровые инжекторы. Паровые инжекторы можно устанавливать вместо паровых насосов. Можно устанавливать оба питательных прибора только с паровым приводом, а при питании

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

котельной электроэнергией от двух независимых источников — только с электроприводом.

Количество устанавливаемых насосов и их производительность выбирают с таким расчетом, чтобы при остановке самого мощного насоса суммарная подача оставшихся насосов была не менее 110% номинальной паропроизводительности всех рабочих котлов

Расчетное давление питательных насосов при установке баков-деаэраторов определяют по формуле

$$H = 1{,}15 \cdot 10\ (P_к - P_д) + H_{сет}\ м\ вод.\ ст., \qquad (VI.3)$$

где $P_к$ — расчетное избыточное давление пара в котле в *ати*;
$P_д$ — избыточное давление в деаэраторе в *ати*;
$H_{сет}$ — суммарное сопротивление всасывающей и нагнетательной магистрали плюс геометрическая разность уровней воды в деаэраторе и барабане в *м*.

Для перекачивания конденсата из конденсационных баков в питательные баки, как правило, применяют центробежные насосы.

Производительность этих насосов выбирают по максимальному количеству возвращаемого конденсата, а их напор — с учетом потерь давления в конденсатопроводе и высоты подъема конденсата (обычно около 10—20 *м вод. ст.*). Питательные магистрали от питательных насосов к котлам высокого давления выполняют двойными.

На рис. VI.2 приведена схема двухступенчатого питания паровых котлов высокого давления. Для снижения высоты распо-

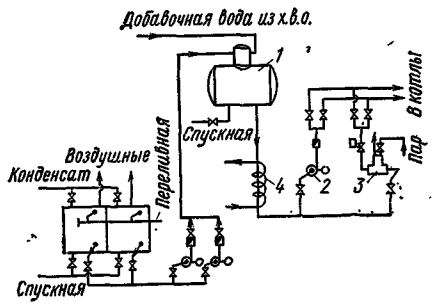


Рис. VI.2. Схема двухступенчатых питательных устройств паровой котельной высокого давления

ложения питательного бака-деаэратора *1* над уровнем расположения питательных насосов (центробежного *2* и парового, поршневого *3*), а также для более эффективного использования водяных экономайзеров на всасывающей питательной магистрали устанавливают водоводяной теплообменник *4*, снижающий температуру питательной воды до 70—80°С.

§ 42. Водогрейные котельные

Водогрейные котельные установки предназначены для снабжения горячей водой систем теплоснабжения. Эти системы могут

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

быть закрытые, когда в них, за исключением незначительных добавок исходной воды, восполняющей неизбежные утечки из-за неплотностей, циркулирует по существу одна и та же вода, и открытые, когда из системы на нужды горячего водоснабжения регулярно отбирается горячая вода до 30% общего расхода, а иногда и более. В этом случае и пополнение исходной водой и смена ее в системе значительны.

Схема трубопроводов и устанавливаемых насосов в системе теплоснабжения с водогрейными котлами приведена на рис. VI.3. Основными насосами с точки зрения их максимальной про-

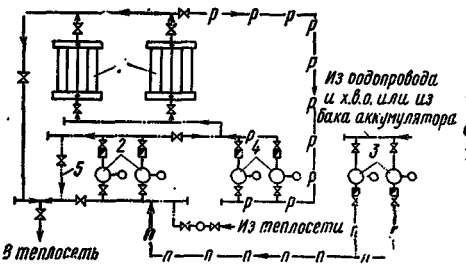


Рис. VI.3. Схема установки насосов и их обвязка в водогрейной котельной установке

изводительности при перемещении воды по котлам *1* и трубопроводам системы являются сетевые насосы *2*. Производительность сетевых насосов определяют по формуле

$$D_{с.н} = \frac{Q_{расч}}{\Delta t_{расч}} \text{ л/ч}, \qquad (VI.4)$$

где $Q_{расч}$ — максимальная тепловая нагрузка в *ккал/ч*;
$\Delta t_{расч} = t^{гор}_{расч} - t^{обр}_{расч}$ — принятый расчетный перепад температур горячей и обратной воды в *град*.

Полное расчетное давление, создаваемое сетевыми насосами, определяется по формуле

$$H_{расч} = H_к + H_{н.с} + H_{м.с} \text{ м вод. ст.}, \qquad (VI.5)$$

где $H_к$ — давление, теряемое в котельной, в *м вод. ст.*;
$H_{н.с}$ — давление, теряемое в наружных теплосетях, в *м вод. ст.*;
$H_{м.с}$ — давление, теряемое в местной системе отопления, в *м вод. ст.*

При закрытых системах обычно устанавливают два сетевых насоса, из которых один используют в качестве рабочего, а другой — резервного. В открытых системах, как правило, устанавливают три сетевых насоса; так как производительность системы в летнее время значительно снижается, поэтому третий сетевой насос работает лишь в летнее время.

Для восполнения утечек в системе и для обеспечения нужд горячего водоснабжения при открытых схемах устанавливают подпиточные насосы *3*. Число устанавливаемых подпиточных насосов принимают обычно не менее двух, из которых один резервный. Производительность подпиточных насосов опреде-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

ляют по расчетной величине часовой подпитки: при закрытых системах ее принимают в размере 1—2% часового расхода сетевой воды, при открытых системах — в размере максимального часового расхода воды на горячее водоснабжение плюс расход на утечку.

Напор, создаваемый подпиточными насосами, должен обеспечивать невскипание воды на выходе из котельной и определяется статическим давлением системы. В зависимости от температуры воды в системе располагаемый напор находится в пределах 30—60 *м вод. ст.* Подпиточные насосы присоединяют во всасывающую магистраль сетевых насосов и обеспечивают заданное давление в обратной линии тепловой сети.

Чтобы избежать выпадения росы на конвективных поверхностях водогрейных котлов и экономайзеров (о чем было сказано ранее), в водогрейных котельных установках устанавливают подмешивающие или рециркуляционные насосы *4*. Производительность рециркуляционных насосов для закрытых систем теплоснабжения определяют при температуре наружного воздуха $t_н = 0°$, а расчетный напор — в зависимости от гидравлических сопротивлений рециркуляционного кольца. Перемычка *5* служит для расхолаживания воды, поступающей в тепловую сеть.

В системах теплоснабжения и водогрейных котельных применяются центробежные насосы с приводом от электродвигателей. В соответствии с правилами Госгортехнадзора котельные с котлами теплопроизводительностью от 4 *Гкал/ч* и выше обеспечиваются двумя независимыми подводами питания электроприводов.

Как центробежные, так и поршневые насосы по расчетному напору и расчетной производительности подбираются по специальным каталогам. Мощность, расходуемая на валу центробежного насоса, определяется по формуле

$$N_н = \frac{D_н H_н}{102 \cdot 3600\, \eta_н} \text{ квт}, \qquad (VI.6)$$

где $D_н$ — расчетная производительность насоса в *л/ч*;
$H_н$ — расчетное давление в *м вод. ст.*;
$\eta_н$ — значение коэффициента полезного действия насоса.

Глава VII

ВОДОПОДГОТОВКА

§ 43. Общие положения

Исходная вода, поступающая из хозяйственно-питьевых водопроводов, артезианских скважин или из поверхностных водоемов, содержит различные примеси.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Примеси, содержащиеся в природной воде, по степени крупности их частиц подразделяются на три группы.

1. Механические — взвешенные вещества в виде частиц песка, глины и др. от 0,2 *мк* и выше, способные с течением времени отстаиваться.

2. Коллоидно-растворенные — соединения железа, алюминия, кремния и др. от 0,001 до 0,2 *мк*, не отстаивающиеся даже в течение длительного времени.

3. Истинно-растворенные — примеси, состоящие из электролитов (веществ, молекулы которых распадаются на ионы, в частности карбонаты кальция и магния) и неэлектролитов (веществ, не распадающихся на ионы, именно кислорода, азота, углекислого газа).

В зависимости от тех или иных примесей изменяются показатели качества воды.

Основные показатели качества воды:

1) прозрачность — содержание в 1 *кг* воды взвешенных частиц в *мг*, легко удаляемых при фильтрации (*мг/кг*);

2) сухой остаток — осадок в *мг*, состоящий из минеральных и органических примесей, полученный после выпаривания 1 *кг* профильтрованной воды и после его высушивания (*мг/кг*);

3) минеральный остаток (или общее солесодержание) — общее количество минеральных веществ в *мг*, растворенных в 1 *кг* воды (*мг/кг*);

4) окисляемость — косвенный показатель загрязнения воды органическими примесями, характеризуется в определенных условиях расходом кислорода на их окисление, выражается в *мг* кислорода на 1 *кг* воды (*мг/кг*);

5) жесткость — содержание в 1 *кг* воды растворенных солей кальция и магния; выражается в миллиграмм-эквивалентах (*мг-экв/кг*);

6) щелочность — содержание в 1 *кг* воды растворенных гидратов, карбонатов и бикарбонатов; выражается в миллиграмм-эквивалентах (*мг-экв/кг*);

7) степень кислотности или щелочности — характеризуется составом растворенных солей и газов и определяется концентрацией водородных или гидроксильных ионов, образующихся при диссоциации (расщеплении) воды; выражается величиной pH. При pH = 7 водный раствор нейтрален; чем ближе pH к нулю, тем сильнее кислотность, а чем ближе pH к 14, тем сильнее щелочность;

8) содержание растворенных агрессивно-коррозионных газов (кислород, углекислота, сероводород, аммиак) в *мг* на 1 *кг* воды (*мг/кг*).

Для нормальной и безаварийной работы котельных установок исходная вода должна обладать определенными качествами, а если они не отвечают требуемым, то воду необходимо соответственно обрабатывать. Если в воде находятся взвешенные при-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

меси и повышена ее щелочность, то вода вспенивается и происходит выброс ее из котлов в паропроводы; ухудшается качество вырабатываемого пара, повышается его влажность, увеличивается шламосодержание.

При пониженной щелочности воды и наличии в ней растворенных газов усиливается процесс коррозии, т. е. разъедание и изъязвление стенок котлов. При повышенной щелочности наблюдаются явления межкристаллитной коррозии (или щелочной хрупкости металла), т. е. появление трещин в заклепочных швах и развальцованных концах кипятильных и экранных труб.

Наконец, при повышенной жесткости, т. е. большом содержании растворенных солей кальция и магния, на стенках котлов усиленно отлагается накипь.

Таким образом, обработка воды в общем случае предусматривает: 1) удаление взвешенных примесей; 2) снижение жесткости (т. е. ее умягчение); 3) поддержание определенной величины щелочности; 4) снижение общего солесодержания; 5) удаление растворенных агрессивных газов (O_2 и CO_2).

Решающее значение на выбор схемы водоподготовки оказывает общее солесодержание. Общее солесодержание — результат наличия в воде следующих компонентов:

1) солей, вызывающих накипеобразование, к которым относятся сульфаты ($CaSO_4$, $MgSO_4$) и хлориды ($CaCl_2$, $MgCl_2$), обусловливающие некарбонатную (или постоянную) жесткость ($ж_{н.к}$), и бикарбонаты [$Ca(HCO_3)_2$] и [$Mg(HCO_3)_2$], обусловливающие карбонатную (или временную) жесткость ($ж_к$), а совместно с гидратами ($NaOH$) и карбонатами ($CaCO_3MgCO_3$) — щелочность;

2) солей, не вызывающих накипеобразования [($NaCl$, Na_2SiO_3, $FeSO_4$, $Al(SO_4)_3$ и т. д.];

3) органических и других соединений.

Сумма постоянной и временной жесткости составляет общую жесткость

$$ж_{н.к} + ж_к = ж_{об}. \qquad (VII.1)$$

Содержание щелочности обычно принимают эквивалентным содержанию временной жесткости (т. е. карбонатной). Как жесткость, так и щелочность измеряют в условных единицах — миллиграмм-эквивалентах, отнесенных к 1 *кг* воды (*мг-экв/кг*).

Все природные воды по содержанию солей жесткости и сухого остатка можно условно подразделить на три группы (табл. VII.1).

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица VII.1

Группа воды	Общая жесткость в *мг-экв/кг*	Карбонатная (временная) жесткость в *мг-экв/кг*	Сухой остаток в *мг/кг*
I	До 5	До 3	До 250
II	5—10	3—6	250—800
III	10—15	6—9	800—1200

В табл. VII.2 для некоторых рек и водохранилищ СССР приводятся данные о жесткости воды и содержании в ней сухого остатка.

Таблица VII.2

Жесткость и содержание сухого остатка в воде некоторых рек и водохранилищ СССР

Наименование рек, озер и водохранилищ	Жесткость в *мг-экв/кг*		Сухой остаток в *мг/кг*	Наименование рек, озер и водохранилищ	Жесткость в *мг-экв/кг*		Сухой остаток в *мг/кг*
	общая	некарбонатная постоянная			общая	некарбонатная постоянная	
Ангара	1,27	0,48	105,7	Нева	0,56	0,3	49,4
Амур	1,45	0,43	132,4	Неман	4,22	0,53	356,5
Аму-Дарья	5,75	2,83	754,6	Обь	3,86	0,57	123,3
Белая	2,33	0,73	535,6	Ока	6,65	2,64	527,1
Волга	2,44	0,19	193	Печора	0,9	—	75,3
Волхов	1,47	0,58	128,4	Сев. Двина	4,41	1,88	348
Десна	4,28	—	356,7	Сев. Донец	8,37	—	875,5
Днепр	4,21	0,89	371,4	Тобол	8,22	—	1203,1
Дон	5,1	0,68	451	Томь	1,73	0,69	127,2
Енисей	1,45	0,46	123	Чудское озеро	2,16	0,59	171,9
Западная Двина	3,2	0,57	259,1	Водохранилища:			
Иртыш	1,64	0,71	134	Рыбинское	2,16	0,46	172,6
Кама	4,55	2,72	549,6	Цимлянское	6,43	1,68	558,8
Москва	5,73	0,64	452,6				

§ 44. Фильтрация и коагуляция питательной воды

Воду из поверхностных водоемов для удаления из нее взвешенных и коллоидных примесей фильтруют и коагулируют в специальных устройствах — механических фильтрах. Воду пропускают через пористые материалы: кварцевый песок, дробленый антрацит и мраморную крошку с размерами зерен материала 0,6—1 *мм*. Размеры механических фильтров (табл. VII.3) выбирают при заданной высоте загрузки $h = 800 \div 1000$ *мм* по скорости фильтрации, отнесенной ко всему поперечному сечению фильтрующего материала и равной 5—12 *м/ч*.

Для освобождения воды от коллоидных примесей применяют коагуляцию (свертывание), т. е. вводят в обрабатываемую воду до ее механической фильтрации хорошо растворимые сернокислые (или хлористые) соли алюминия или железа.

Наибольшее распространение получил сернокислый алюми-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица VII.3

Основные размеры однопоточных механических осветлительных фильтров

Диаметр в *мм*	377	478	720	820	1000	1500	2000	2500	3000	3400
Общая высота в *м*	2400	2400	2600	2600	2925	3310	3650	3990	4250	4375
Площадь поперечного сечения в $м^2$	0,09	0,18	0,41	0,53	0,78	1,78	3,2	5	7,05	9,25

ний — глинозем $[Al_2(SO_4)_3]$. Суточный расход коагулянта определяется по формуле

$$Q_к^{сут} = \frac{24\, Q_{в.п}\, Э_к\, q_к}{1000} \text{ кг/сутки}, \qquad \text{(VII.2)}$$

где $Q_{в.п}$ — производительность водоподготовки в $м^3/ч$;

$Э_к$ — эквивалент безводного коагулянта для $Al_2(SO_4)_3$, принимаемый равным ~57;

$q_к$ — максимальная доза коагулянта, равная 0,5—1 *мг-экв/кг*.

Суточный расход раствора коагулянта определяют по формуле

$$V_к^{сут} = \frac{Q_к^{сут} \cdot 100}{1000\, p\, \rho} \text{ м}^3\text{/сутки}, \qquad \text{(VII.3)}$$

где $Q_к^{сут}$ — находится по формуле (VII.2);

p — концентрация безводного коагулянта в дозируемом растворе, обычно принимают 5—10%;

ρ — плотность раствора коагулянта может быть принята равной 1,05—1 $т/м^3$.

Объем дозатора для коагулянта должен обеспечить непрерывную работу установки в течение 10—12 *ч*. Совместную обработку воды фильтрацией и коагуляцией применяют при содержании взвешенных веществ более 150 *мг/кг*.

В практике эксплуатации котельных установок фильтрация и коагуляция, как правило, обособленно не применяются; обычно их используют совместно с водоумягчением.

§ 45. Снижение жесткости и поддержание требуемой величины щелочности в питательной воде

Эта обработка воды зависит от качества и количества добавляемой воды, типа котельных агрегатов, параметров пара, нормы содержания солей, щелочи, сухого остатка и шлама в котловой воде. Очевидно, что для паровых котельных подобная обработка воды имеет более существенное значение, чем для водогрейных. В водогрейных котельных (при отсутствии непосредственного водоразбора на горячее водоснабжение) в систе-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

ме циркулирует одна и та же вода (за исключением незначительных добавок на утечки), причем в котлах она только нагревается. В паровых же котельных поступающая в паровые котлы питательная вода (из-за потерь конденсата) постоянно пополняется исходной водой, и эта вода не только нагревается, но и подвергается испарению. Соли, содержащиеся в исходной воде, не выносятся с паром, а остаются в котловой воде, постепенно ухудшая ее состав. Для поддержания концентрации солей котловой воды на должном уровне ее частично, постоянно или периодически обновляют. Эта операция называется соответственно постоянной (непрерывной) или периодической продувкой.

Непрерывную продувку осуществляют из участков котла, где предполагается максимальная концентрация растворенных веществ (в большинстве случаев из верхних барабанов), а периодическую — из мест скопления шлама (из нижних барабанов и коллекторов). Обе продувки (как первая, так и вторая) связаны с потерями тепла, поэтому их стремятся снизить, применяя ту или иную водоподготовку.

В отопительно-производственных котельных применяют как докотловую, так и внутрикотловую обработку воды.

В соответствии с правилами Госгортехнадзора докотловая обработка воды должна предусматриваться: а) для паровых котлов производительностью более 0,7 *т/ч*; б) для паровых котлов, имеющих экранные поверхности нагрева, независимо от их паропроизводительности и давления; в) для неэкранированных паровых котлов, работающих на газе и мазуте; г) для паровых чугунных секционных котлов; д) для всех водогрейных котлов.

Внутрикотловая обработка может быть допущена во всех остальных случаях и, в частности, в виде исключения для котлов ДКВР-2,5-13 и ДКВР-4-13, когда: а) к вырабатываемому, насыщенному пару не предъявляется повышенных требований; б) сжигается твердое топливо при номинальной теплопроизводительности; в) в питательной воде содержатся в основном соли временной жесткости и г) потери конденсата незначительны и мало число часов использования котлов.

Из способов докотловой обработки в основном применяют метод катионного обмена. Метод осаждения, осуществляемый в содо-известковых водоочистителях, из-за громоздкости оборудования и недостаточно глубокого умягчения в настоящее время почти не применяют.

Наиболее распространенным способом внутрикотловой обработки воды является присадка в котловую воду химических реагентов, переводящих соли жесткости в шлам, с последующим удалением его из котлов продувкой.

Продувка *П* выражается в процентах и не должна превышать 10% паропроизводительности котла и 25% расхода добавочной воды. Если величина продувки по сухому остатку превышает

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

2%, то применяют как непрерывную, так и периодическую продувку или только периодическую. Величину продувки $П$ определяют в зависимости от концентрации нормируемого вещества в котловой воде ($C_к$) и от концентрации нормируемого вещества в питательной воде ($C_п$) по формуле

$$П = \frac{100}{\frac{C_к}{C_п} - 1} \%. \qquad (VII.4)$$

Таблица VII.4

Расчетные нормы качества котловой (продувочной) воды $C_к$ при докотловой и внутрикотловой обработке воды

Тип котлов	При докотловой водоподготовке		При внутрикотловой водоподготовке		
	сухой остаток в *мг/кг*	абсолютная щелочность в *мг-экв/кг*	сухой остаток в *мг/кг*	абсолютная щелочность в *мг-экв/кг*	шламосодержание в *мг/кг*
Жаротрубные	12 000	21,5	16 000	25	7000
Газотрубные	5000	12,5	4000	14	5000
Водотрубные без нижних барабанов	2000	9	2500	11	2000
Водотрубные с нижним барабаном	3000	12,5	4000	16	12 000
Вертикально-водотрубные типа ДКВР:					
с барабанным сепарирующим устройством	3000	—	4000	16	12 000
с внутрибарабанными циклонами	4000	Не менее 1 *мг-экв/кг*; максимальное значение не нормируется	—	—	—
с двухступенчатым испарением	6000	То же	—	—	—
с двухступенчатым испарением и выносными циклонами	10 000	—	—	—	—

Значения $C_к$ принимают по табл. VII.4, а значения $C_п$ определяют по формулам (VII.6), (VII.7) и (VII.19).

Качество котловой воды дополнительно характеризуется еще величиной относительной щелочности. Относительная щелочность котловой (продувочной) воды $Щ_{о.к}$ равна относительной щелочности химически очищенной воды $Щ_{о.х}$ и определяется по формуле

$$Щ_{о.к} = Щ_{о.х} = \frac{40\, Щ_х \cdot 100}{S_х} \%, \qquad (VII.5)$$

где $Щ_х$ — щелочность химически очищенной воды в *мг-экв/кг*;

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

S_x — сухой остаток химически очищенной воды в *мг/кг*;
40 — величина коэффициента для пересчета щелочности на NaOH.

Значения щелочности $Щ_x$ и сухого остатка S_x химически очищенной воды изменяются в зависимости от способа обработки воды и приводятся при их рассмотрении.

Допустимые значения относительной щелочности котловой воды должны находиться в пределах 3—20%. При относительной щелочности ниже 3% (что имеет место при питании котлов чистым конденсатом) в питательную воду следует добавлять едкий натр. Если значение относительной щелочности превышает 20%, то питательную воду (химически очищенную воду) дополнительно обрабатывают нитратами (в частности, нитратом натрия $NaNO_3$).

Для снижения потерь тепла, связанных с непрерывной продувкой, устанавливают сепараторы непрерывной продувки и теплообменники. Если расход продувочной воды не превышает 1000 *кг/ч*, то устанавливают лишь сепараторы непрерывной продувки и используют лишь тепло отсепарированного пара; при расходе продувочной воды свыше 1000 *кг/ч* дополнительно устанавливают теплообменники, а следовательно, дополнительно используют и тепло продувочной воды. Отсепарированный пар обычно используют в термических деаэраторах, а продувочную воду — для водоподготовки.

При выборе качества питательной воды учитывают конструкцию котла, его паропроизводительность и способ предполагаемой водоподготовки. Питательная вода не должна содержать взвешенные вещества и должна быть достаточно прозрачной (по шрифту не ниже 50 *см*). Солесодержание и щелочность питательной воды хотя и не нормируются, но должны обеспечивать качество котловой воды, характеризуемое допустимыми размерами продувки.

Щелочность питательной воды определяется по формуле

$$Щ_{п.\,в} = \alpha_x Щ_x + (1 - \alpha_x)\, Щ_к \quad мг\text{-}экв/кг, \qquad (VII.6)$$

где $Щ_x$ — щелочность химически очищенной воды в *мг-экв/кг*;
$Щ_к$ — щелочность конденсата в *мг-экв/кг*;
α_x — доля химически очищенной воды в питательной (или те же потери конденсата в долях от паропроизводительности);

при отсутствии данных по качеству конденсата щелочность принимается равной

$$Щ_к = 0{,}05 - 0{,}1 \quad мг\text{-}экв/кг.$$

Сухой остаток питательной воды определяется по формуле

$$S_{п.\,в} = \alpha_x S_x + (1 - \alpha_x)\, S_к \quad мг/л, \qquad (VII.7)$$

где S_x — сухой остаток химически очищенной воды в *мг/кг*;
$S_к$ — сухой остаток конденсата в *мг/кг*;

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

при отсутствии данных по качеству конденсата сухой остаток принимается равным 5 *мг/кг*.

В формулах (VII.6) и (VII.7) значения $Щ_х$ и $S_х$ по-прежнему зависят от способа водоподготовки и принимаются по формулам, приведенным в § 46.

В табл. VII.5 приведены ориентировочные значения норм качества питательной и подпиточной воды.

Таблица VII.5

Ориентировочные значения норм качества питательной и подпиточной воды

Тип котлов	Допустимая общая жесткость *Ж*, *мг-экв/кг*		Содержание O_2 в *мг/кг* при докотловой обработке
	при докотловой обработке	при внутрикотловой обработке	
Жаротрубные	0,03—0,5*	9	Не нормируется
Газотрубные	0,03—0,5*	5	То же
Водотрубные:			
с грязевиками	0,03	4	0,1
без грязевиков	0,03	0,7	0,1
Экранированные и все прочие при $P>15$ *ата*	0,02	—	0,03
Водогрейные стальные (подпиточная вода)	0,2	—	0,05—0,1
Чугунные:			
паровые	0,3	—	Не нормируется
водогрейные	0,7—1,5 ($Ж_к$)	—	То же

* Жесткость питательной воды для котлов, работающих на твердом топливе, 0,5 *мг-экв/кг*; для котлов, работающих на газе и мазуте, 0,03 *мг-экв/кг*.

При внутрикотловой обработке содержание кислорода в питательной воде не нормируется. Наконец, в питательной воде не должно быть свободной углекислоты, а концентрация ее в паре не должна превосходить $CO_2 \leqslant 20$ *мг/л*.

Концентрацию углекислоты в паре определяют:

а) при отсутствии деаэрации питательной воды или при использовании термических деаэраторов без барботажа по формуле

$$CO_2 \approx 22\, Щ_х\, \alpha_х \cdot 1{,}7 \ \text{мг/кг}; \qquad \text{(VII.8)}$$

б) при термической деаэрации с барботажем

$$CO_2 \approx 22\, Щ_х\, \alpha_х \cdot 1{,}1 \ \text{мг/кг}. \qquad \text{(VII.9)}$$

Обозначения здесь прежние.

§ 46. Умягчение воды способом катионного обмена

Метод катионного обмена, называемый также катионитовым, основан на свойстве некоторых естественных и искусствен-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

ных химических соединений вступать в реакцию с солями жесткости воды.

Выбор того или иного метода докотловой обработки воды путем катионного обмена определяется величиной продувки котлов (не должна превышать $P \leqslant 10\%$), относительной щелочностью котловой воды (должна находиться в пределах $Щ_{о.к} = 3 \div 20\%$) и содержанием углекислоты в паре (предельное значение не должно быть более $CO_2 \leqslant 20$ *мг/кг*).

Эти методы следующие.

1. *Натрий-катионирование* (наиболее простой способ) применяется в тех случаях, когда обеспечиваются приведенные выше показатели продувки, относительная щелочность и содержание углекислоты в паре; при этом общая жесткость требуется не ниже $Ж_{об} = 0{,}1 \div 0{,}2$ *мг-экв/кг*.

При необходимости более глубокого умягчения до $Ж_{об} = 0{,}01 \div 0{,}02$ *мг-экв/кг* следует применять двухступенчатое (последовательное) натрий-катионирование. Процесс умягчения воды при натрий-катионировании состоит в замене металлов кальция и магния, содержащихся в воде, металлом натрием, присоединенным к водоумягчающему веществу — катиониту. Это присоединение осуществляется, если пропустить через катионит раствор поваренной соли. Вещества, способные к обмену катионов, называются катионитами. Сами катиониты в воде нерастворимы; они приготовляются в виде мелкозернистого песка, через который фильтруется умягчаемая вода. Из катионитовых материалов в настоящее время наиболее распространен сульфоуголь, который представляет собой каменный уголь, обработанный серной кислотой сильной концентрации.

Процесс водоумягчения продолжается до тех пор, пока не установится равновесие между ионами натрия и кальция (магния, железа) в воде и ионами тех же металлов в катионитовом материале. В дальнейшем умягчение воды приостанавливается. Для восстановления обменной способности катионита его обрабатывают натриевыми солями, в частности поваренной солью. Эта обработка носит название регенерации, т. е. промывание катионита 5—10%-ным раствором поваренной соли.

Количество поваренной соли, необходимое для регенерации, зависит от количества катионита, его свойств и главным образом от его обменной способности. Обменная способность катионитов различна и зависит как от общей жесткости воды, поступающей на фильтр, так и от крупности зерен сульфоугля (0,3—1 *мм*). Она определяется количеством ионов в грамм-эквивалентах, которое поглощает 1 *т* катионита и обозначается в *г-экв/т* или в *мг-экв/кг*. Обменную способность сульфоугля принимают в пределах $280 \div 350$ *мг-экв/кг*.

Если этот способ водоподготовки не обеспечивает требуемую величину продувки, то следует улучшить паросепарирующие устройства или применить ступенчатое испарение и выносные

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

циклоны. При повышенном содержании углекислоты в паре следует проверить возможность термической деаэрации, совмещенной с барботажем.

Повышенную относительную щелочность можно снизить обработкой химически очищенной воды нитратами (в частности, нитратом натрия $NaNO_3$).

Нитрат натрия $NaNO_3$ дозируется в виде 5—10%-ного раствора. Расход 100%-ного нитрата натрия определяют по формуле

$$NaNO_3 = 16\,Щ_х \ г/м^3. \qquad (VII.10)$$

Расход же раствора нитрата натрия определяют по формуле

$$V = \frac{NaNO_3\,Q_в \cdot 100}{1000\,p\,\rho}, \qquad (VII.11)$$

где $NaNO_3$ — расход нитрата натрия, определяемый по формуле (VII.10);
$Q_в$ — расход химически обработанной воды в $м^3/ч$;
p — процентное содержание $NaNO_3$ в дозируемом растворе (5—10%);
ρ — плотность раствора (примерно 1,05 $т/м^3$).

При натрий-катионировании щелочность химически обработанной воды $Щ_х$ остается без изменения и равна щелочности исходной воды $Щ_{и.в}$, т. е.

$$Щ_х = Щ_{и.в} \ мг\text{-}экв/кг. \qquad (VII.12)$$

Сухой остаток химически обработанной воды $S_х$ несколько увеличивается по сравнению с сухим остатком исходной воды и может быть принят ориентировочно равным

$$S_х = (1{,}05 \div 1{,}1)\,S_{и.в} \ мг/кг. \qquad (VII.13)$$

2. *Натрий-аммоний-катионирование* применяют тогда, когда одновременно с умягчением необходимо снизить как щелочность котловой воды, так и содержание углекислоты в паре, но с допущением некоторого количества аммиака (т. е. когда оборудование не имеет элементов из латуни или медных сплавов).

Различают совместное натрий-аммоний-катионирование (в установленных фильтрах часть сульфоугля обогащена поваренной солью, а часть — сульфатом аммония), рекомендуемое для воды I группы при щелочности 1,25—3 *мг-экв/кг*, и параллельное (устанавливаются раздельные фильтры с соответствующим обогащением сульфоугля), рекомендуемое для вод II группы при щелочности 4—6 *мг-экв/л*. Использовать совместное натрий-аммоний-катионирование в данном случае нельзя, так как при этой схеме относительная щелочность котловой воды менее 3%.

При совместном натрий-аммоний-катионировании в каждый фильтр загружают сульфоуголь, обогащенный как поваренной солью (NaCl), так и сульфатом аммония [$(NH_4)_2SO_4$]. Причем расход того и другого определяют пропорционально количеству воды, подвергаемой натрий-катионированию X и аммоний-катионированию Y. Значения X и Y определяют по формулам

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

$$X = \frac{Ж_{н.к} + Щ_х}{Ж_{об}} 100, \qquad (VII.14)$$

$$Y = \frac{Ж_к - Щ_х}{Ж_{об}} 100, \qquad (VII.15)$$

где $Ж_{об}$, $Ж_{н.к}$ и $Ж_к$ — соответственно общая, некарбонатная и карбонатная жесткости исходной воды;

$Щ_х$ — щелочность умягченной воды, принимаемая равной 0,5—0,7 *мг-экв/кг*.

Обменную способность катионита в данном случае принимают ту же, что и для натрий-катионитовых фильтров.

Регенерация фильтров выполняется общим раствором сульфата аммония и хлористого натра. Концентрация сульфата аммония должна быть не более 2—3%. Из расчета этой концентрации определяют общий объем регенерационного раствора и в нем дополнительно растворяют требуемое количество 5—10%-ного раствора поваренной соли.

Сухой остаток химически очищенной воды после данной водоподготовки может быть ориентировочно принят равным

$$S_х = 0{,}85 S_{и.в} \text{ мг/кг}, \qquad (VII.16)$$

где $S_{и.в}$ — сухой остаток исходной воды в *мг/кг*.

3. *Водород-натрий-катионирование* применяется в тех же случаях, но в вырабатываемом паре не должен присутствовать аммиак. Наиболее часто для этого способа применяется схема последовательного водород-натрий-катионирования с так называемой «голодной» регенерацией водород-катионитовых фильтров.

В результате получают частично умягченную воду с небольшой щелочностью и повышенным содержанием углекислоты. Для удаления из воды свободной углекислоты устанавливают декарбонизаторы — аппараты типа скрубберов с насадкой из керамических колец Рашига, а для получения требуемой жесткости ее дополнительно доумягчают на натрий-катионитовых фильтрах.

Рабочая обменная способность сульфоугля при водород-катионировании может приниматься в пределах 300—400 *мг-экв/кг*. Обогащение сульфоугля проводится 1,5%-ным раствором серной кислоты. Значения щелочности химически очищенной воды и ее сухого остатка могут быть приняты теми же, что и при совместном натрий-аммоний-катионировании. Карбонатная жесткость воды, обрабатываемой по схеме водород-натрий-катионирования с голодной регенерацией, в ряде случаев может снизиться до значения $Ж_к$=0,7 *мг-экв/кг*, т. е. до величины, рекомендуемой нормами для подпитки закрытых тепловых сетей (см. табл. VII.7), и, следовательно, дополнительное натрий-катионирование не нужно.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

В большинстве случаев для подпитки закрытых тепловых сетей достаточно применить лишь одноступенчатое натрий-катионирование.

4. *Натрий-катионирование, совмещенное с осветлением и коагуляцией*, применяется при использовании вод из открытых источников, и их расчет выполняется в соответствии с расчетами, приведенными выше. Следует лишь указать, что по ходу движения отрабатываемой воды сначала устанавливаются осветлительные, а затем катионитовые фильтры.

Значение щелочности химически очищенной воды при этом способе равно:

$$Щ_х = Щ_{н.в} - q_к \text{ мг-экв/кг}, \qquad (VII.17)$$

а сухого остатка

$$S_х = 1{,}1\, S_{и.в} \text{ мг/кг}, \qquad (VII.18)$$

где $Щ_{н.в}$ и $S_{и.в}$ — соответственно щелочность и сухой остаток исходной воды; $q_к$ — доза коагулянта, вводимого в обрабатываемую воду, в *мг-экв/кг* [см. формулу (VII.2)].

Схема совместного осветления и натрий-катионирования для установок производительностью 1—5 $м^3/ч$, разработанная МОЦКТИ, приведена на рис. VII.1. Установка состоит из бака соляного раствора *I* емкостью 0,12 $м^3$, механического фильтра *II* с объемом загруженного антрацита 0,1 $м^3$ и катионитового фильтра *III*, загруженного сульфоуглем в объеме 0,16 $м^3$.

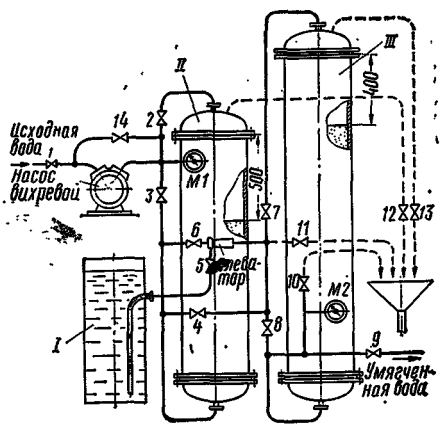


Рис. VII.1. Схема водоподготовки: осветление — катионирование

Установка эксплуатируется по этапам. Переход от одного этапа к другому осуществляется переключением вентилей. Рабочий этап — фильтрация и умягчение — выполняется при открытых вентилях *1—2—4—7—9*. Напор и производительность регулируются вентилями *9* и *14* по месту. Отбор проб осветленной и умягченной воды осуществляется через вентили *11* и *10*. Взрыхление механического фильтра производится обратным током воды при открытых вентилях *1—3—12*. Регулировка напора осуществляется вентилем *14*. Механический фильтр промывается прямым током воды при открытых вентилях *1—2—4—11*. Катионитовый фильтр взрыхляется перед его регенерацией при открытых вентилях *1—3—4—8—13*. Регенерация — пропускание через катионитовый фильтр соляного раствора — происходит при открытых вентилях *1—3—5—6—*

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

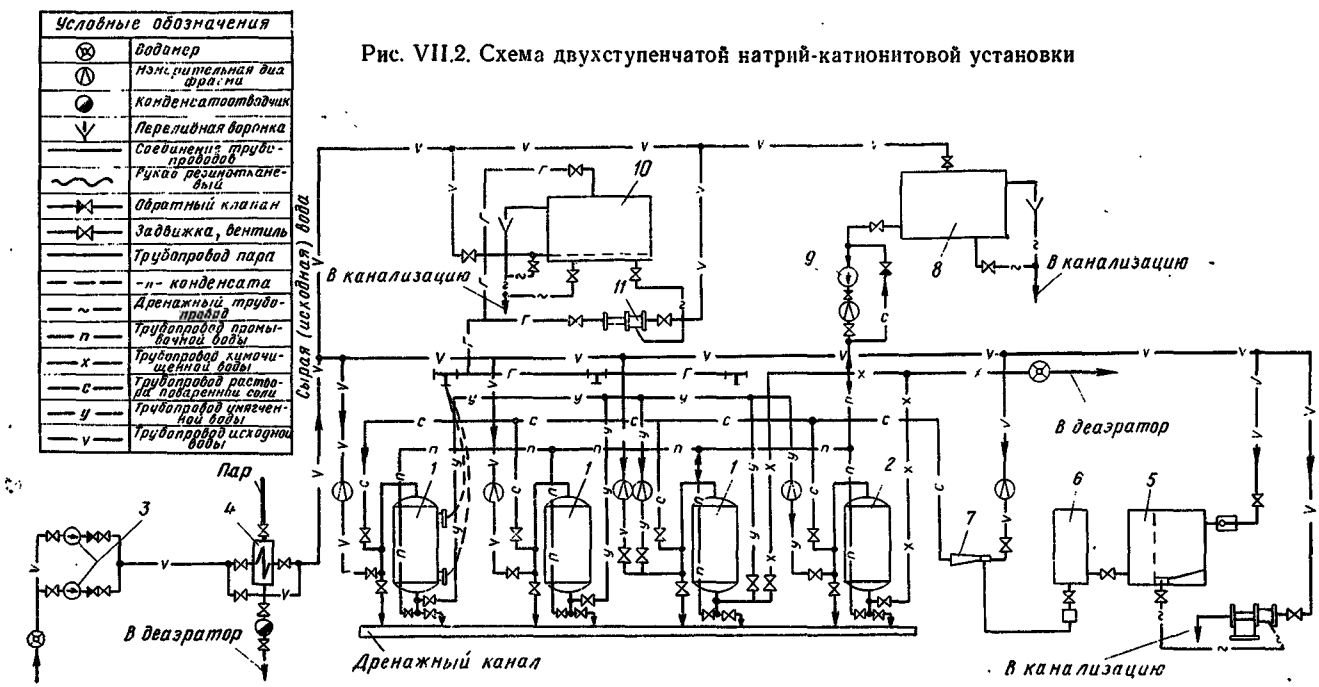


Рис. VII.2. Схема двухступенчатой натрий-катионитовой установки

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

7—10. Концентрация раствора реагента регулируется вентилями *5—6—14*. Отмывка — пропускание через оба фильтра исходной воды — осуществляется при открытых вентилях *1—2—4—7—10*. Напор и скорость отмывки регулируются вентилями *10* и *14*.

Схема двухступенчатой натрий-катионитовой установки производительностью от 10 *м*³/*ч* приведена на рис. VII.2. На схеме показаны три катионитовых фильтра первой *1* и один второй ступени *2*, через которые вода пропускается последовательно для более надежного умягчения. Обычно фильтр второй ступени (называемый часто барьерным) обслуживает несколько фильтров первой ступени, и если скорость фильтрации в фильтрах первой ступени принимается в пределах 5—10 *м*/*ч*, то в барьерных она может достигать 30 *м*/*ч*.

Если давление исходной воды менее 30 *м вод. ст.*, то обычно устанавливают центробежные насосы *3*. Перед поступлением воды на катионитовые фильтры, чтобы избежать конденсации водяных паров из воздуха на их поверхности, ее подогревают в теплообменнике *4* до 20—30°С. Вода с более высокой температурой отрицательно влияет на прочность катионитового материала.

Раствор поваренной соли, применяемой для регенерации фильтров, хранят в железобетонном резервуаре-бункере *5*, рассчитанном на 10—30-дневный запас. Резервуар-бункер сообщается с солерастворителем или мерником крепкого раствора (26%) соли *6*. Подается соляный раствор в фильтры с помощью водоструйного эжектора *7*. Для взрыхления и промывки фильтров при их регенерации устанавливают промывочный бак *8*. Бак должен быть установлен на такой высоте, чтобы преодолевалось гидравлическое сопротивление фильтров (10—15 *м вод. ст.*), иначе устанавливают промывочный насос *9*. В последнее время

Таблица VII.6

Основные размеры катионитовых фильтров и солерастворителей

Катионитовые фильтры					Солерастворители				
Диаметр в *мм*	Высота слоя загрузки в *мм*	Площадь поперечного сечения в *м*²	Внешние размеры в *мм*		Диаметр в *мм*	Высота слоя кварца в *мм*	Полезный объем для соли в *м*³	Внешние размеры в *мм*	
			ширина	высота				ширина	высота
700	2000	0,38	1036	3240	—	—	—	—	—
1000	2000	0,78	1400	3560	450	0,5	0,2	700	1800
1500	2000	1,78	1900	3900	600	0,5	0,4	1000	1700
2000	2500	3,2	2350	4850	1000	0,5	0,9	1600	1900
2600	2500	5,3	3000	5200	—	—	—	—	—
3000	2500	7,05	3460	5400	—	—	—	—	—
3400	2500	9,25	3800	5650	—	—	—	—	—

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

получила распространение гидрозагрузка фильтрующих материалов, которую выполняют при помощи бака *10* и водоструйного насоса *11*.

Размеры выпускаемых катионитовых фильтров и солерастворителей приведены в табл. VII.6.

§ 47. Внутрикотловая обработка воды

Несмотря на то, что оборудование для внутрикотловой обработки воды значительно проще, чем для докотловой, ее применение ограничено рядом требований.

Внутрикотловую водоподготовку можно осуществлять по различным схемам, отличающимся между собой способом введения щелочных реагентов: либо во всасывающие, либо в нагнетательные патрубки питательных насосов, либо в общую питательную магистраль, либо в барабан каждого котла отдельно; наиболее простая схема показана на рис. VII.3, по которой раствор щелочных реагентов из группового дозатора *1* питательным насосом *2* подается к каждому котлу *3*.

При внутрикотловой водоподготовке обязательно выполняют продувку, величина которой определяется по формуле (VII.4).

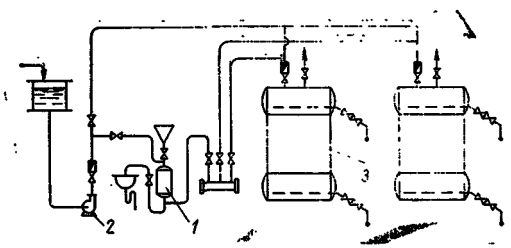


Рис. VII.3. Схема внутрикотловой водоподготовки

Допустимое шламосодержание в котловой воде берется по табл. VII.4, а концентрация шлама в питательной воде определяется по формуле

$$C_{п}^{шл} = 45\ Ж_{об}\ мг/л. \qquad (VII.19)$$

Суточное количество щелочи (NaOH, Na_2CO_3), вводимое в котел, можно определить по формуле

$$G_{щ} = \frac{R}{1000} \cdot \frac{D_{доб}}{100} \left(Ж_{н.к} + \frac{Щ\,П}{100} \right) D\ 24\ кг/сутки, \qquad (VII.20)$$

где R — значение переводного коэффициента применяемого щелочного реагента в *г/г-экв*, численно равного его эквивалентному весу (для каустической соды $R=40$ *г/г-экв*; для кальцинированной соды $R=53$ *г/г-экв*);

$D_{доб}$ — добавляемая исходная вода в %;

$Ж_{н.к}$ — некарбонатная жесткость сырой воды в *мг-экв/кг*;

$Щ$ — норма щелочности котловой воды (табл. VII.4) в *мг-экв/кг*;

$П$ — продувка котла в %;

D — паропроизводительность котла в *т/ч*.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Щелочь вводят в котлы после их продувки (три-четыре раза в сутки), в соответствии с этим определяют как емкость, так и размеры дозаторов. Дозаторы малой емкости можно изготовлять из цельнотянутых труб; их размеры можно взять из табл. VII.7. Если установлено не более трех котлов, то раствор щелочных реагентов (10—15%) можно приготовлять непосредственно в ведрах.

Таблица VII.7

Основные размеры напорных дозаторов

Диаметр трубы в *мм*	Длина трубы в *мм*	Объем дозатора в *л*	Производительность котельной в *т/ч*
150	550	10	1—2
200	550	17,5	2—4
250	650	27,5	4—6

§ 48. Деаэрация воды

Деаэрация питательной и подпиточной воды — одна из обязательных стадий процесса водоподготовки. Сущность этого процесса заключается в том, чтобы снизить и довести до допустимых пределов содержание в воде агрессивных газов — кислорода и углекислоты (правильней было бы называть данную обработку воды дегазацией). Это снижение может быть достигнуто как термическим, так и химическим путем. Широкое распространение получила термическая деаэрация. Наиболее эффективными конструкциями термических деаэраторов являются деаэраторы двухступенчатого барботажного типа, разработанные ЦКТИ и Черновицким машиностроительным заводом.

Двухступенчатый барботажный дозатор состоит из малогабаритной колонки и бака-аккумулятора, снабженного барботажным устройством (рис. VII.4). В колонке *1* расположены две дырчатые тарелки *2*. Вода поступает на верхнюю тарелку, предварительно перемешиваясь в специальном устройстве *3* с подаваемым конденсатом. Из колонки вода сливается в бак, в котором уровень ее поддерживается на определенной высоте (благодаря переливной трубе *4*) для создания над уровнем воды постоянной паровой подушки. Необходимый пар подается через штуцер *5* при давлении 1,2—1,3 *ата* обычно из сепараторов непрерывной продувки.

На дне бака в конце, противоположном по отношению к деаэраторной колонке, расположено барботажное устройство, с помощью которого вода подвергается вторичному нагреву. Барботажное устройство состоит из паровой коробки *6*, в которую подводится через трубу *7* пар давлением 1,5—1,7 *ата*. Паровая коробка снабжена дырчатой крышкой *8*, через которую пар барботирует в воду. Через отверстие в коробке *9* вода поступает в шахту *10*, ограниченную стенками *11* и *12*, где и вскипает. Вски-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

пание происходит из-за некоторого ее перегрева по отношению к температуре насыщения, соответствующей давлению пара в баке-аккумуляторе.

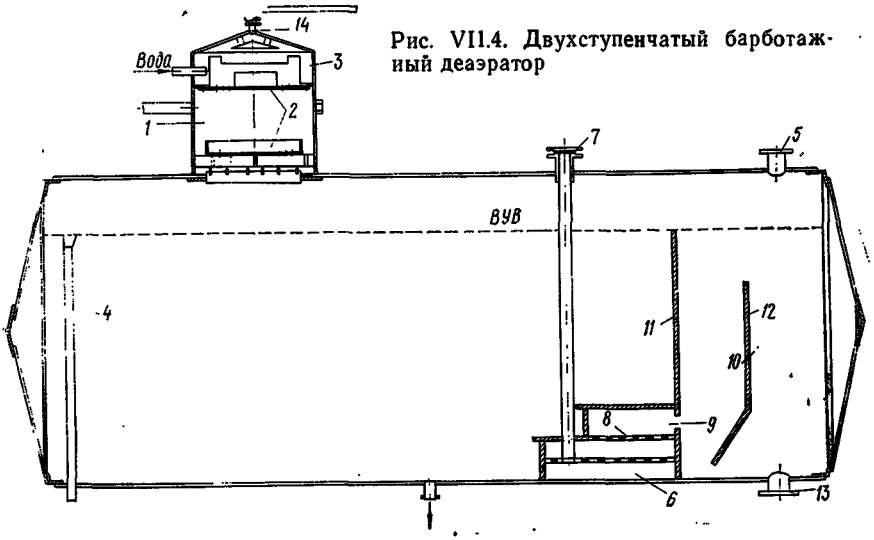


Рис. VII.4. Двухступенчатый барботажный деаэратор

В питательную сеть вода поступает через штуцер *13*. Пар же, пройдя через барботажное устройство и слой воды в баке, движется над ее поверхностью по направлению к колонке. Выпар, т. е. парогазовая смесь, удаляется через штуцер *14*.

К барботажному устройству после соответствующего редуцирования до 1,5—1,7 *ата* пар должен подаваться в количестве не менее 20—30 *кг* на 1 *т* обрабатываемой воды.

Деаэраторы обычно подбираются по данным заводов-изготовителей. Некоторые технические данные термических барботажных деаэраторов, выпускаемых Черновицким механическим заводом, приведены в табл. VII.8.

Таблица VII.8

Технические данные термического барботажного деаэратора ДСА

Производительность колонки в *т/ч*	Габариты колонки в *мм*		Полезная емкость бака в $м^3$	Габариты бака в *мм*		Наружные габариты деаэратора в *мм*		
	d	*h*		*D*	*l*	длина	ширина	высота
5	450	1100	4	1200	4400	4800	2500	2700
10	700	1100	7,5	1600	4700	5000	2500	3100
15	700	1100	10	1600	6100	6500	2500	3100
25	1100	1500	15	2000	6100	6500	2500	3600
50	1200	1500	15	2200	6100	6500	2500	3750
75	1200	1650	25	2200	8200	8500	3150	3950

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Эффективность работы деаэратора зависит от температуры поступающей воды, оптимальное значение которой около 80°С, от температуры выходящей из деаэратора паровоздушной смеси и от начального содержания кислорода. Обычно деаэраторные головки компонуют с питательными баками. Емкость питательного бака, совмещенного с деаэраторной головкой, следует выбирать, руководствуясь теми же соображениями, что и при выборе емкости питательных баков без этих устройств.

В атмосферных деаэраторах вода нагревается до 102—104°С.

Вакуум-деаэрация. Вакуумная деаэрация в основном применяется в котельных, оборудованных водогрейными котлами, для подпитки как закрытых, так и открытых систем теплоснабжения. В последнем случае обрабатываемая вода должна соответствовать качеству, предъявляемому к питьевой воде (ГОСТ 2874—54).

Одна из возможных схем вакуум-деаэрационной установки с относительно малой величиной подпитки приведена на рис. VII.5. Вода, подаваемая в головку *1* деаэратора *2*, подогревается свыше 50°С. Поэтому для ее вскипания в деаэраторе необходим относительно неглубокий вакуум.

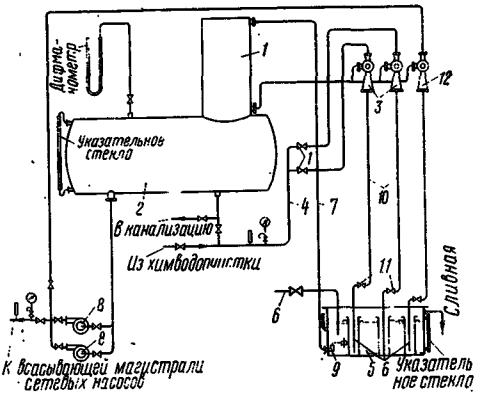


Рис. VII.5. Схема вакуум-деаэрационной установки

Этот вакуум создается водоструйным эжектором *3*. Эжектор работает на воде, поступающей после химической водоподготовки по трубопроводу *4* с температурой 20—30°С и при рабочем давлении 2—3 *ата*. Расход рабочей воды на эжектор принимается равным расходу деаэрируемой воды.

Деаэрируемая вода подогревается в баке-газоотделителе *5*, где она смешивается с горячей водой, отбираемой из котлов и поступающей по трубопроводу *6*. Полученная смесь подогретой воды всасывается по трубопроводу *7* в головку деаэратора за счет создаваемого в ней разрежения. На подпитку котлов и тепловых сетей деаэрированная вода подается подпиточным насосом. Выпар и газ из деаэрационной головки *1* отсасываются водоструйным эжектором *3*. В эжекторе выпар конденсируется, а газы через гидравлический затвор *9* удаляются в атмосферу. Гидравлический затвор отсоединяет сбросную трубу *10* непосредственно от атмосферы. На сбросной трубе *10* устанавливают обратный клапан *11*, препятствующий засасыванию воды из бака-газоотделителя в деаэратор при отключении эжекторов.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Эжектор *12* работает при отключении эжекторов *3* и служит для борьбы с возможными присосами. Для обеспечения необходимой вакуумметрической высоты всасывания подпиточных насосов (обычно их устанавливают два) низ бака-аккумулятора должен быть расположен выше оси насосов не менее чем на 2—3 *м*. Водоструйные эжекторы, количество которых зависит от производительности установки, располагают на высоте 4,5—5 *м* от низа бака-газоотделителя.

Емкость бака-аккумулятора принимают также в зависимости от производительности установки; при непосредственном водоразборе ее берут в 15—20% производительности. Приемный бак делают высотой 1—1,5 *м*, а его размеры определяются в зависимости от размещения гидравлических затворов. Вместо подпиточных насосов устанавливают конденсатные насосы типа КС.

В качестве эжекторов можно использовать отопительные элеваторы Мосэнерго, но с укороченным соплом. Головку деаэратора и эжекторы рассчитывают в зависимости от производительности установки. Приближенно размеры деаэрационной головки можно определить в зависимости от размещения насадок. Высоту головки обычно берут в пределах 1—1,5 *м*, а площадь ее поперечного сечения определяют из выражения

$$F_{д.г} = \frac{1{,}2\,D_у}{\left(\frac{D}{R}\right)}\ м^2, \qquad (VII.21)$$

где $D_у$ — производительность установки в $м^3/ч$;

$\frac{D}{R} = 70\ м^3/м^2 \cdot ч$ — плотность орошения (количество воды в $м^3$, проходящей за 1 *ч* через 1 $м^2$ площади головки).

Обескислороживание воды при помощи сталестружечных фильтров. Преимущество сталестружечных фильтров перед вакуум-деаэрацией состоит в том, что у первых нет разрыва струи водопроводной воды (вследствие чего полностью используется давление водопровода), а также в большей компактности и простоте обслуживания. Принцип действия сталестружечных фильтров заключается в том, что деаэрируемая вода пропускается через резервуар, наполненный стальной стружкой, которая, окисляясь, поглощает из воды значительную часть растворенного в ней кислорода, а затем пропускается через второй фильтр, заполненный кварцевым песком или мраморной крошкой. Назначение второго фильтра — отфильтровать обескислороженную воду. Схема установки сталестружечных фильтров приведена на рис. VII.6.

Фильтры *1* устанавливают на трубопроводах горячей воды при температуре ее не менее 55—60°С. Количество и основные размеры фильтров определяют исходя из расхода воды и про-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

должительности ее контакта со стружкой, которая принимается равной $\tau = 0{,}5$ *ч*.

Высоту фильтров H выбирают в пределах 2—2,5 *м*, а диаметр определяют по формуле

$$d = 0{,}8\sqrt{\frac{D}{H}}\ м, \qquad (VII.22)$$

где D — среднечасовой расход воды в $м^3/ч$;
H — высота фильтра в *м*.

Чтобы уменьшить диаметр фильтра, можно устанавливать вместо одного два последовательно включенных сталестружечных фильтра. В этом случае в формуле (VII.22) высота H бе-

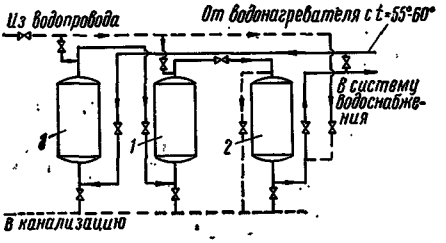


Рис. VII.6. Схема установки сталестружечных фильтров

рется в два раза большей по сравнению с высотой одного фильтра. При заданном времени ($\tau = 0{,}5$ *ч*) контакта воды со стружкой и высоте фильтра 2—2,5 *м* скорость движения воды будет 4—5 *м/ч*, а при последовательном включении двух фильтров при той же высоте — 8—10 *м/ч*.

Диаметр мраморного фильтра *2* определяют по формуле

$$d = 1{,}13\sqrt{\frac{D}{w}}\ м, \qquad (VII.23)$$

где скорость фильтрации принимают 8—10 *м/ч*. Высота этих фильтров, по конструктивным соображениям, берется равной 1,5 *м*. Гидравлическое сопротивление установки составляет при одинарном сталестружечном фильтре 2,5 *м вод. ст.*, а при двойном — 3,5 *м вод. ст.*

Химическая деаэрация осуществляется сульфитированием. В питательную воду после ее подогрева до 80°С вводят раствор сульфита натрия, расход которого (Na_2SO_3) определяют из выражения

$$g = 9aD\ г/ч, \qquad (VII.24)$$

где g — расход сульфита натрия в *г/ч*;
a — концентрация кислорода в воде в *мг/кг*;
D — расход воды в *т/ч*.

Из-за значительного расхода сульфита натрия, повышенной его стоимости и большого количества шлама этот метод широкого распространения не получил.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Глава VIII

ЗДАНИЯ КОТЕЛЬНЫХ И ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

§ 49. Расположение котельных

В зависимости от рабочего давления паровых котлов и степени нагрева воды в водогрейных котлах котельные установки подразделяются на установки высокого и низкого давления. Согласно правилам Госгортехнадзора и СНиП II-Г.9-65 «Котельные установки. Нормы проектирования» котельные установки, работающие на воде, нагретой выше 115°С, или при давлении пара в них более 0,7 *ати*, выносят в отдельно стоящие помещения.

Котлы высокого давления под и над производственными помещениями или непосредственно в производственных помещениях, где технологические процессы неогнеопасны, устанавливают лишь в следующих случаях: 1) если применяют прямоточные котлы паропроизводительностью до 4 *т/ч* каждый; 2) если котел удовлетворяется условие

$$(t_н - 100)V \leqslant 100,$$

где $t_н$ — температура насыщенного пара при рабочем давлении;
V — водяной объем котла в $м^3$;

3) если применяют водогрейные котлы (безбарабанные) теплопроизводительностью до 2,5 *Гкал/ч*.

Нельзя устраивать в жилых и общественных зданиях встроенные котельные или пристраивать непосредственно к этим зданиям котельные, оборудованные котлами с давлением пара выше 0,7 *ати* или с температурой воды выше 115°С.

Устраивать в производственных зданиях встроенные котельные или котельные, сблокированные с производственными помещениями в одном здании, разрешается лишь при соответствующем технико-экономическом обосновании.

В жилых и общественных зданиях встроенные котельные разрешается устраивать лишь при установке паровых котлов, работающих при давлении $P \leqslant 0,7$ *ати*, и водогрейных котлов — при температуре воды не выше 115°С. Однако и при этом необходимо выполнять основные требования:

1) максимальная теплопроизводительность этих котельных не должна превышать при работе на газообразном топливе 3 *Гкал/ч*; при сжигании твердого топлива с приведенными сернистостью до 0,5% и зольностью до 2,5%—1,5 *Гкал/ч*; при сжигании твердого топлива с приведенными сернистостью от 0,5 до 1% и зольностью от 5 до 10%—0,8 *Гкал/ч* и, наконец, при сжигании твердого топлива с приведенными сернистостью более 1% и зольностью более 5%—0,5 *Гкал/ч*;

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

2) нельзя располагать эти котельные непосредственно под помещениями, где возможно значительное скопление людей.

При проектировании котельных независимо от расположения их под зданиями или отдельно от зданий необходимо предусмотреть следующее: 1) удобную, простую и экономичную транспортировку тепла к потребителям; 2) устройство вблизи котельной складов для топлива и золы; 3) применение наиболее целесообразной схемы топливоподачи и золоудаления.

Кроме того, следует учитывать высоту стояния уровня грунтовых вод.

Проектирование и сооружение котельных должны вестись в соответствии с действующими правилами и нормативными документами, утвержденными Госстроем СССР: Строительные нормы и правила, часть II, раздел Г, глава Э «Котельные установки» (СНиП II-Г-65) и «Указания по проектированию котельных установок» (СН 350—66).

Выбирать площадку котельной следует с учетом минимальных затрат на планировку ее территории и прокладку подъездных путей. Необходимо обязательно предусматривать возможность расширения участка застройки.

Отдельно стоящие котельные должны быть отделены от ближайших жилых и общественных зданий озелененными санитарно-защитными зонами, которые выбирают согласно табл. 2 приложения 2 главы СНиП II-М.1-62 «Нормы проектирования». Минимальная протяженность санитарно-защитной зоны составляет 25 *м* и принимается для котельных, работающих на твердом топливе, с зольностью $A^p \leqslant 10\%$ и при расходе топлива $B_{max} = 3$ *т/ч*.

При зольности топлива $A^p = 30 \div 45\%$ и часовом расходе топлива $B = 20 \div 25$ *т/ч* протяженность санитарно-защитной зоны достигает 200 *м*. Для котельных, работающих на газе, санитарно-защитная зона установлена 15 *м*, а для котельных, работающих на жидком топливе, — 20 *м*. Разрывы между зданиями и сооружениями котельных, а также между этими сооружениями и расходными и резервными складами топлива принимают по санитарным и противопожарным нормам (СНиП II-М.1-62, гл. 98, § 3 и гл. 102, § 3).

§ 50. Архитектурная компоновка

По характеру сооружения и компоновке оборудования котельные подразделяются на закрытые, полуоткрытые и открытые. Место постройки котельной влияет на выбор ее типа.

1. В котельных закрытого типа все оборудование расположено внутри здания. Такие котельные строят в районах с расчетной температурой наружного воздуха ниже —30°С и вне зависимости от района строительства, если котельные располагаются внутри жилого квартала.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

2. В котельных полуоткрытого типа задняя стена располагается за экономайзерными поверхностями. Вне здания можно устанавливать дымососы, дутьевые вентиляторы, деаэраторы и другое оборудование, за которым не надо постоянно следить. Котельные этого типа сооружают при расчетных температурах наружного воздуха от —20 до —30°С и при условии, что их размещают за пределами жилого массива.

3. В котельных открытого типа закрывают только фронтовую часть перед котлом, где обычно находится обслуживающий персонал; их сооружают в районах с расчетной температурой воздуха выше —20°С.

При строительстве котельной любого типа необходимо соблюдать условия, изложенные ниже. Объемно-планировочные решения здания котельной должны отвечать требованиям межотраслевой унификации промышленных зданий с обязательным использованием унифицированных сборных конструкций и деталей заводского изготовления. По классификации строительных норм котельные отнесены к сооружениям II класса.

Компоновка и конструкции здания котельной, а также расположение оборудования должны обеспечивать возможность беспрепятственного расширения котельной: 1) здание котельной должно иметь одну свободную торцовую стену; 2) конструкции перекрытия котельной должны опираться на продольные стены здания.

Здания котельных, по возможности, выполняют одноэтажными и однопролетными с расположением вспомогательного оборудования в общем зале, не выделяя их в отдельные помещения. Очевидно, что при сжигании твердого топлива при механизированных системах топливоподачи и бункерных галереях можно сооружать многоэтажные и многопролетные здания. Расположение административных и бытовых помещений предусматривают внутри основного помещения котельной, со стороны ее постоянного торца. Однако можно использовать и другие свободные площади производственных помещений. Чтобы использовать высоту основного помещения под помещения административного и бытового назначения, устраивают антресоли.

Для удаления зольных остатков котельную снабжают зольными помещениями, которые желательно располагать выше уровня земли. При выходе очаговых остатков не более 100 *кг/ч* или при механизированном шлакозолоудалении зольных помещений можно не устраивать.

В котельных, оборудованных котлами паропроизводительностью до 10 *т/ч*, можно располагать следующие административно-бытовые помещения: а) лабораторию химической водоочистки; б) механическую мастерскую; в) комнату заведующего котельной; г) контору; д) санузел и гардероб. Санузел оборудуют в зависимости от количества обслуживающего персонала.

В уборных должно быть одно очко при числе пользующихся

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

уборной до 20 человек и два очка при числе пользующихся до 40 человек. Уборные устраивают раздельно для мужчин и женщин и с отдельными тамбурами. При общем числе пользующихся уборной менее 20 человек можно устраивать одну уборную на одно очко, обслуживающую мужчин и женщин. В мужских уборных, кроме унитазов, устанавливают писсуары (один писсуар на один унитаз). При уборных должны быть умывальники (из расчета один умывальник на шесть унитазов, но не менее одного на уборную), которые размещаются в тамбурах. Унитазы должны находиться в отдельных кабинах размером 1200×900 *мм*. Расстояние от стены, вдоль которой расположены санитарные приборы, до противоположной стены должно быть не менее 1300 *мм*.

Число умывальников и душей устанавливают из расчета не менее одного крана и одного душа на 10 человек. Размеры умывальника должны быть не менее 300×450 *мм*, а душевой кабины — 900×900 *мм*. Число шкафов в гардеробной рассчитывают на число рабочих, занятых в течение суток в котельной. Проходы между рядами шкафов принимают не менее 1000 *мм*. Шкафы для хранения верхней одежды и спецодежды должны иметь размеры 350×300×1700 *мм*.

При сжигании газообразного топлива и при давлении газа до 3 *ати* газорегуляторный пункт размещают в пристройке к котельной или даже непосредственно в котельной. При давлении газа выше 3 *ати* газорегуляторную располагают в отдельном здании.

§ 51. Конструкция частей здания

Здания отдельно стоящих котельных выполняют либо с кирпичными несущими пилястрами и кирпичными стенами, либо с железобетонным каркасом и соответствующим (в том числе и кирпичным) заполнением. Ширину ячеек для размещения котлов и прочего оборудования, а следовательно, и продольный шаг между осями пилястр или колонн, как правило, принимают равными 6 *м*, однако в отдельных случаях их можно уменьшить до 3 *м*, а для торцовых ячеек они составляют 1,5 *м*.

Высоту этажей и разбивку оконных проемов принимают кратными укрупненному вертикальному модулю 0,6 *м*, что дает возможность класть стены как из рядового кирпича, так и из крупных блоков и панелей.

Перекрытия выполняют из железобетонных балок-ферм, опираемых на кирпичные пилястры или железобетонные колонны. Размеры пролетов зданий котельных следует выбирать, сообразуясь с длиной выпускаемых балок-ферм: 6, 9, 12, 18, 24 и 30 *м*. Покрытия по железобетонным балкам-фермам выполняют в виде крупнопанельных железобетонных плит, длину которых при-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

нимают в соответствии с шагом между колоннами, а ширину берут равной 1,5 или 3 *м*.

На рис. VIII.1 приведены эскизы поперечных разрезов котельных ячеек для котлов ДКВР, работающих на твердом топливе, а на рис. VIII.2 для котлов ДКВР, работающих на мазуте или газе.

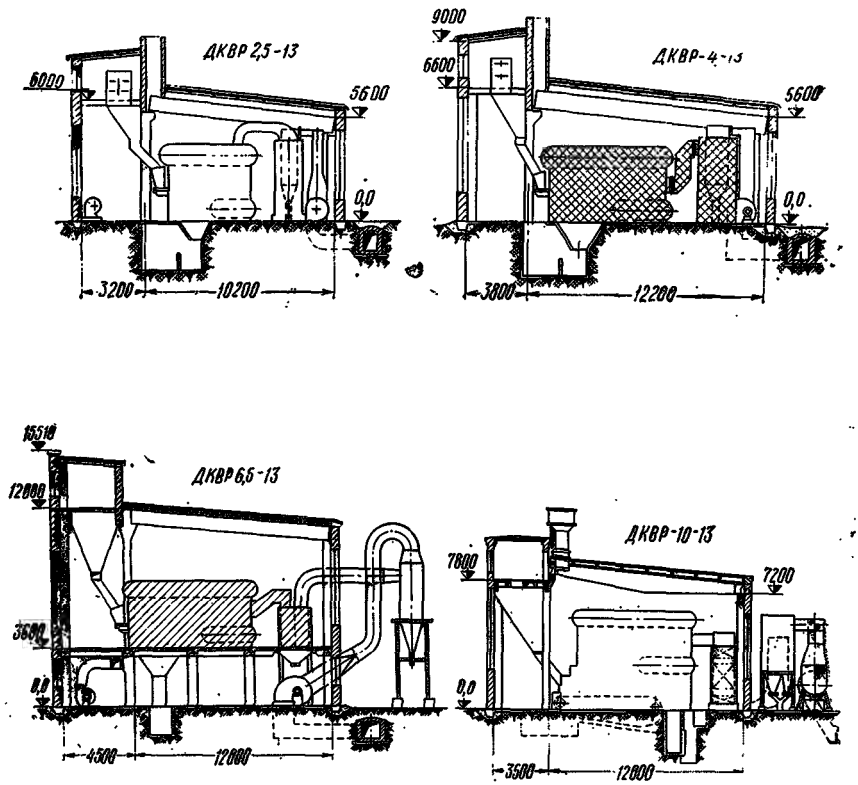


Рис. VIII.1. Некоторые типовые решения размещения котлов типа ДКВР при работе на твердом топливе

Если собственный вес покрытия не превышает 90 *кг/м²*, то покрытие можно выполнять сплошным без световых фонарей. При весе более 90 *кг/м²* над котлами устраивают фонари. Площадь отверстий в покрытии делают при этом не менее 10% площади пола, занятой котлами. Вместо световых фонарей можно устраивать в стенах застекленные проемы соответствующих размеров, причем их располагают перед фронтом котлов и выше обмуровки.

Котельные низкого давления, расположенные под жилыми и общественными зданиями, должны иметь несгораемые потолочные перекрытия. Эти перекрытия должны быть газонепроницае-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

мыми и обеспечены звукоизоляцией. Выходные двери котельного помещения должны открываться наружу. В котельных с площадью пола больше 200 $м^2$ в каждом этаже делают не менее двух выходов наружу, расположенных в противоположных сто-

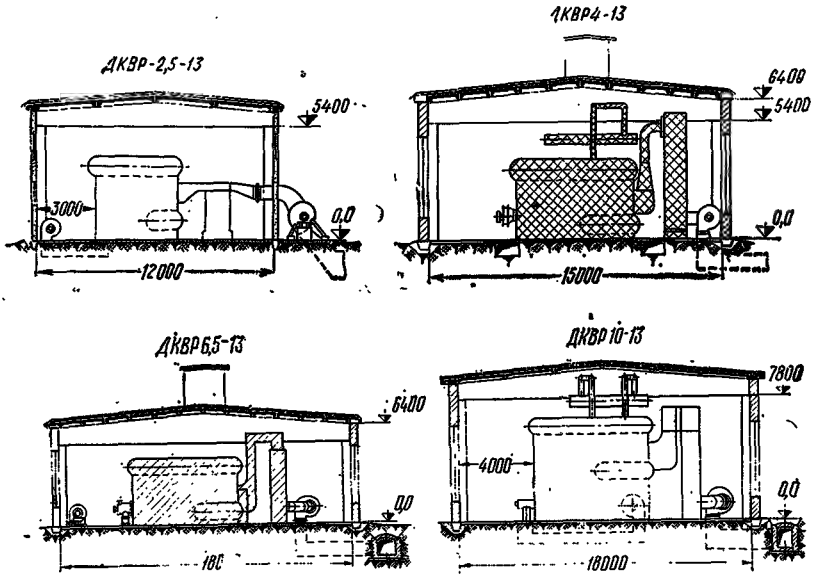


Рис. VIII.2. Некоторые типовые решения размещения котлов типа ДКВР при работе на жидком или газообразном топливе

фронах помещения. Если площадь пола котельного помещения меньше 200 $м^2$, то второй выход можно делать с каждого этажа на наружную пожарную лестницу. Выход из котельных, размещенных в подвалах, через лестничные клетки делать нельзя.

Размеры одной из дверей должны быть такими, чтобы можно было доставлять и выносить устанавливаемое оборудование хотя бы в разобранном виде. Для этой же цели можно пользоваться оконными проемами. Если нет оконных проемов и нельзя использовать дверные проемы для втаскивания оборудования, то устраивают в стенах специальные проемы, которые заделываются и вновь открываются при необходимости.

При подаче твердого топлива к котлам, а также при удалении золы и шлака через двери котельной у последних устраивают тамбуры, размеры которых обеспечивают безопасность и удобство обслуживания.

§ 52. Основные внутренние габариты помещений котельных

Проходы между котлами, экономайзерами и стенами котельной (кроме передней стены) делают не менее 1 *м*, а между от-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

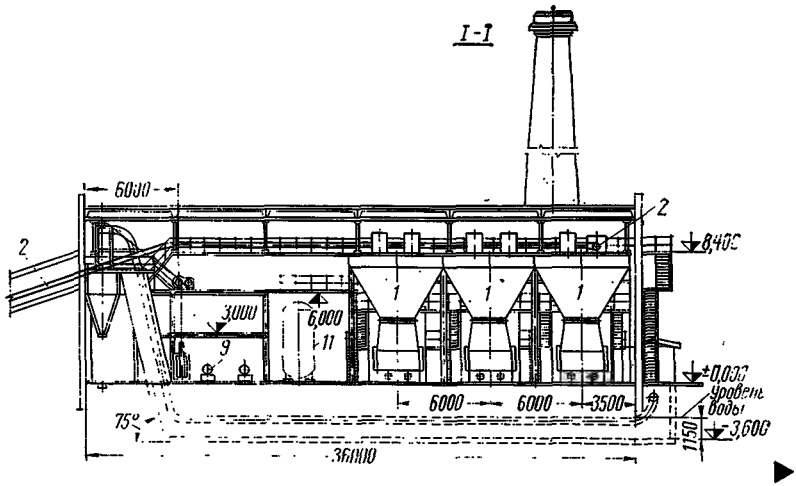


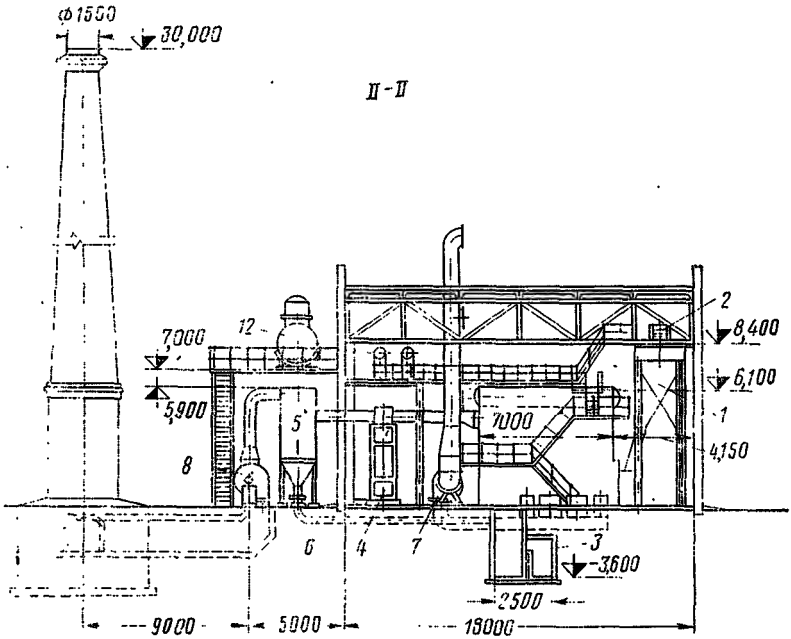
Рис. VIII.3. Компоновка котельной закрытого типа с котлами ДКВР-10-13 при работе на каменных углях

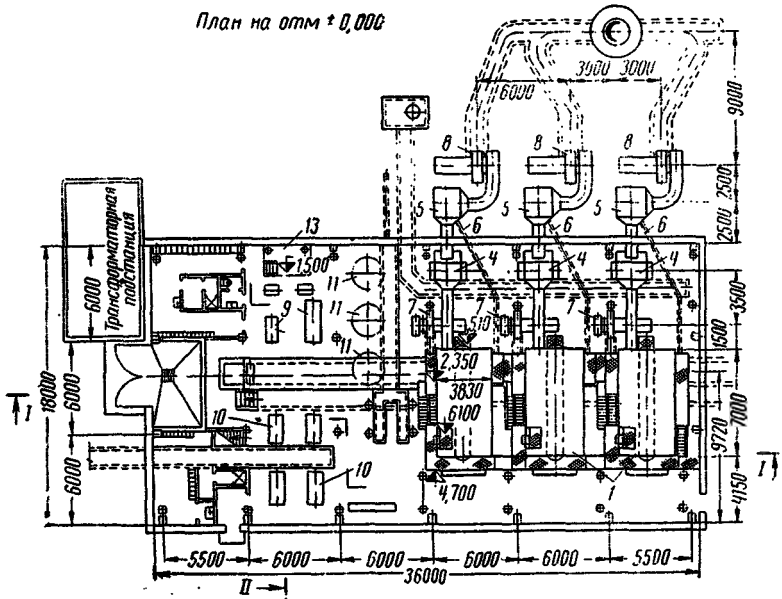
дельными выступающими частями (например, между балками каркаса и частями здания) — не менее 0,8 *м*. Для чугунных котлов указанные расстояния можно уменьшить до 0,7 *м*.

Если обдувку и шуровку котлов и топок осуществляют не только с фронта, но с боковых сторон обмуровки, то ширину прохода между котлами делают не менее 1,5 *м* для котлов паропроизводительностью до 4 *т/ч* и не менее 2 *м* для котлов паропроизводительностью более 4 *т/ч*. При установке котлов и экономайзеров близко к стенам или колоннам котельного помещения обмуровка котлов и экономайзеров должна отстоять от стены или колонны по крайней мере на 70 *мм*. Этот промежуток внутри засыпают шлаком, инфузорной землей или другими негорючими изоляционными материалами, а сверху и с боков закладывают кирпичом.

Расстояние от стены котельного помещения до фронта котлов или фронта выносных топок принимают в зависимости от способов подачи топлива в котельную, от системы котлов и их размещения. Расстояние от фронта котлов или выступающих частей топок до противоположной стены котельной должно составлять, как правило, не менее 3 *м*, однако при механизированных топках его можно уменьшить до 2 *м*. При сжигании жидкого и газообразного топлива расстояние от выступающих частей горелочных устройств до стены котельной делают не менее 1 *м*. Для котлов производительностью до 2 *т/ч* расстояние от фронта котлов или выступающих частей топок до стены котельной можно уменьшить до 2 *м* в случаях, если: а) топка, обслуживаемая с фронта, имеет длину не более 1 *м*; б) топка с фронта не обслуживается; в) сжигается жидкое и газообразное топливо (однако при этом

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru





Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

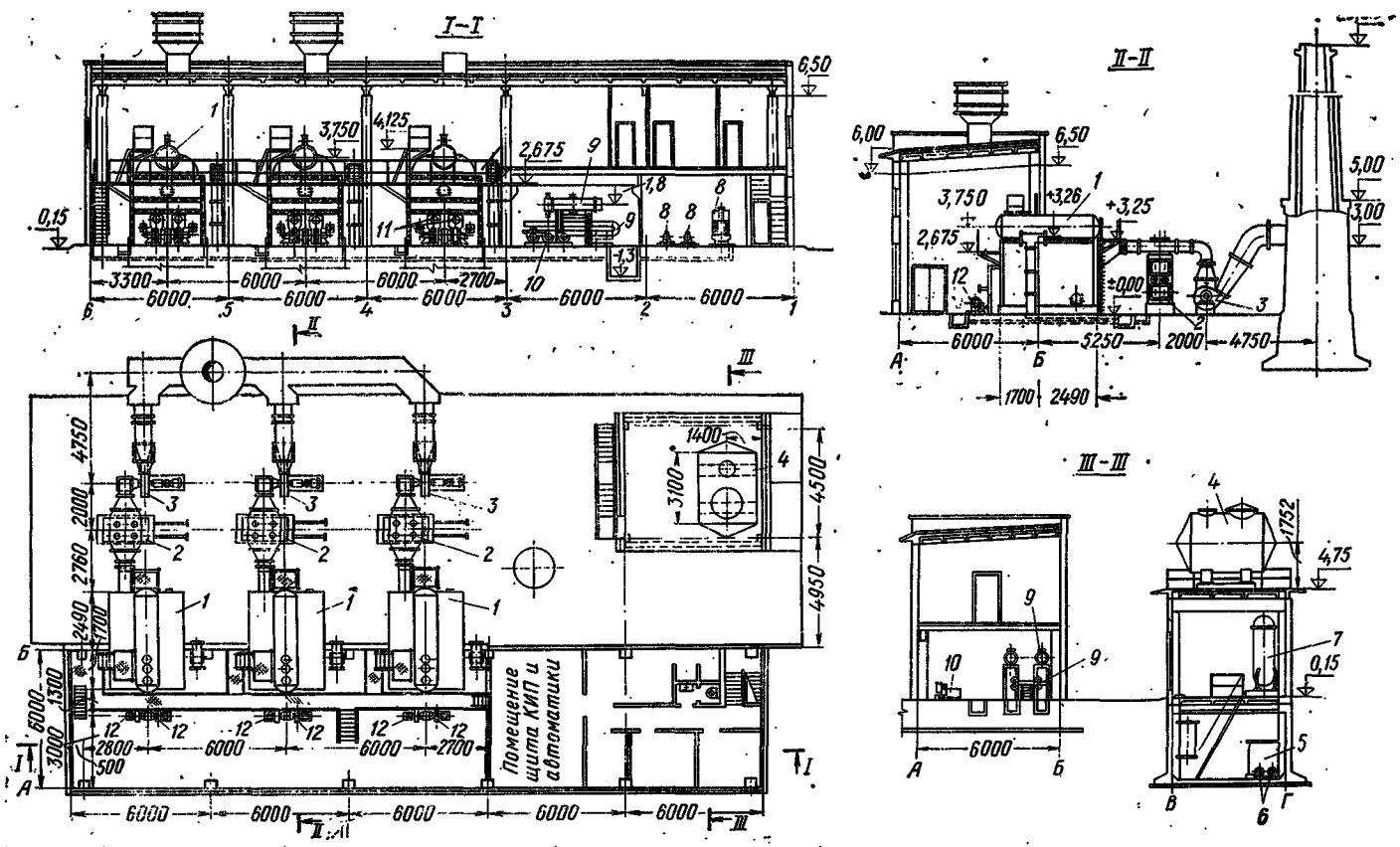


Рис. VIII.4. Компоновка котельной открытого типа с котлами ДКВР-2,5-13 при работе на газообразном топливе

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

сохраняют минимальное расстояние 1 *м* от горелочных устройств до стены).

При котлах с неодинаковой длиной или топках разных систем котлы устанавливают так, чтобы фронт всех котлов и топок по возможности был расположен на одной линии. Если котлы расположены так, что топка одного из них находится против другого, то расстояние между топками делают следующее: а) при сжигании твердого топлива в топках с ручным обслуживанием — не менее 5 *м*; б) при сжигании твердого топлива в механизированных топках — не менее 4 *м*; в) при сжигании

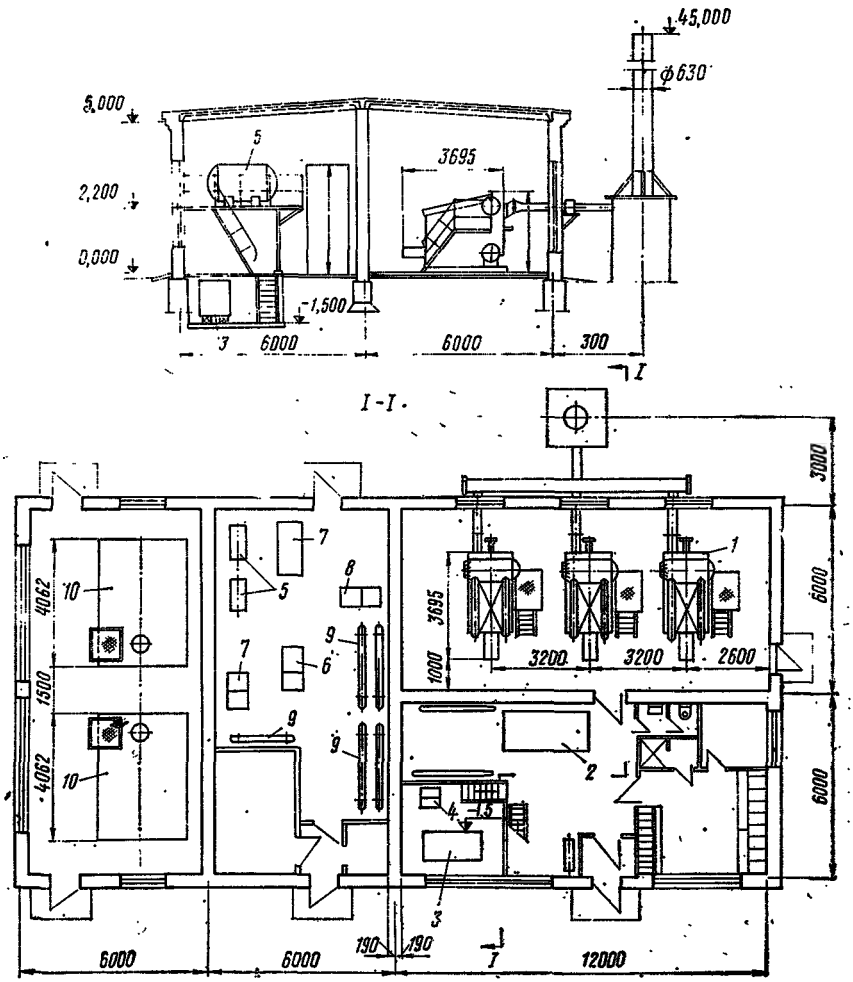
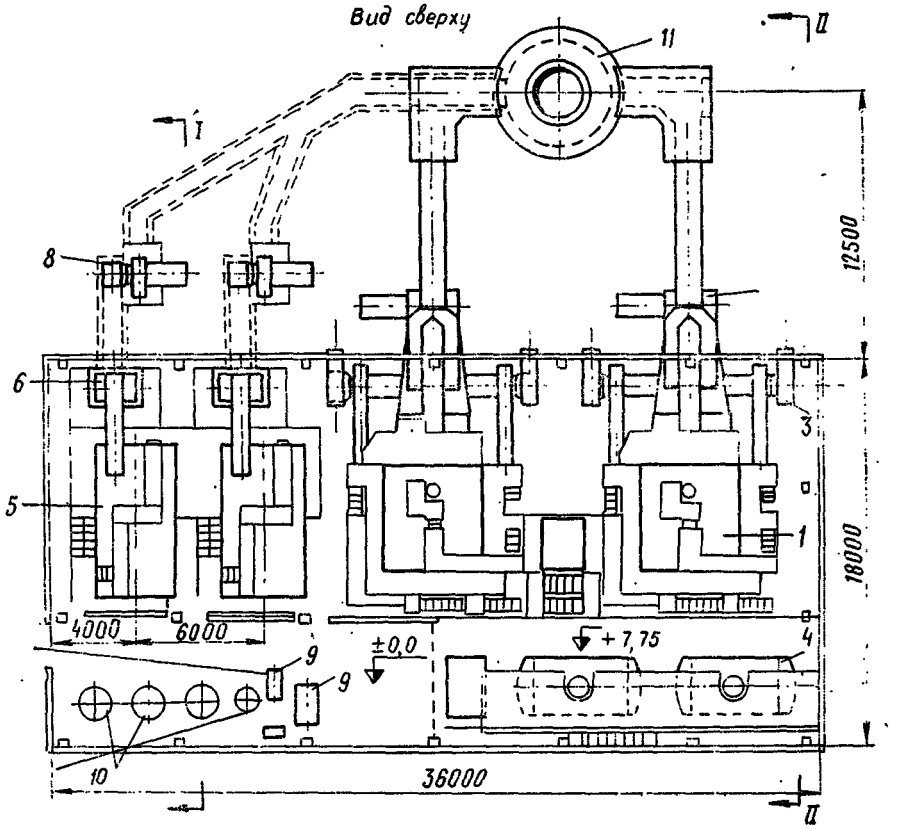


Рис. VIII.5. Компоновка паровой котельной с котлами Е-1/9, работающими на мазуте

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru



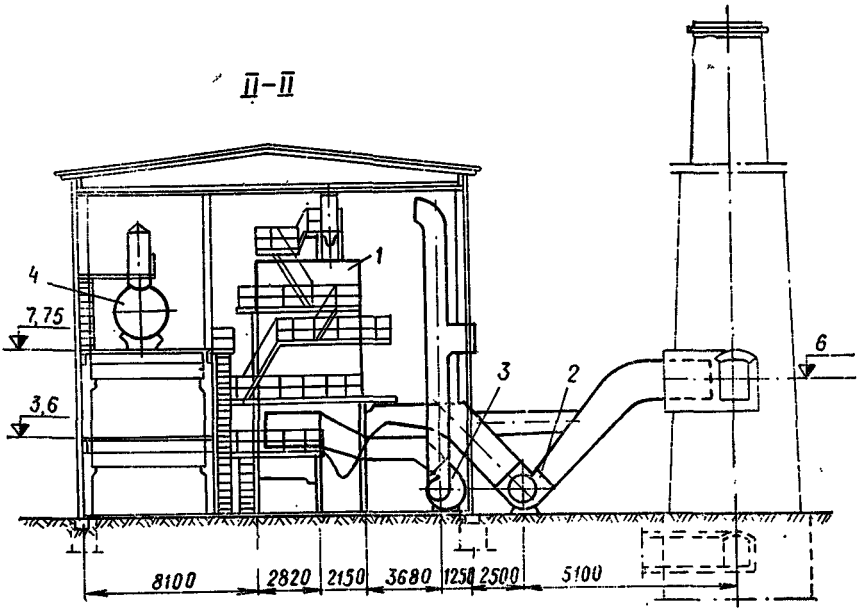
жидкого и газообразного топлива — из расчета 2 *м* между горелочными устройствами.

Перед фронтом котлов можно устанавливать насосы, вентиляторы и пр., при этом ширину свободных проходов вдоль фронта котлов делают не менее 1,5 *м* и так, чтобы оборудование не мешало нормальному обслуживанию топок и котлов.

Расстояние от верхней рабочей площадки, предназначенной для обслуживания котлов или экономайзеров, до нижних конструктивных частей покрытия котельной должно быть не менее 2 *м*. Если в процессе эксплуатации нет необходимости переходить через барабан или сухопарник котла, то расстояние от них до нижних конструктивных частей покрытия котельной снижают до 0,7 *м*. Для котлов низкого давления, если отсутствуют арматура и люки для очистки газоходов, требующих обслуживания сверху, указанное расстояние также делают не менее 0,7 *м*.

Котельные помещения, встроенные в здания, должны иметь высоту не менее 3,2 *м*, а до выступающих частей покрытия — не менее 2,6 *м*. Для удобства обслуживания и безопасности работы

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru



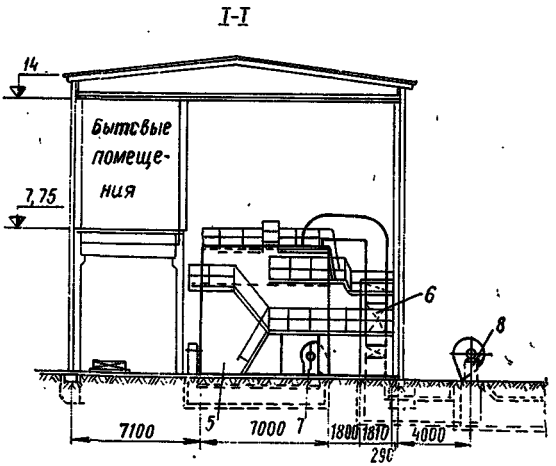


Рис. VIII.6. Компоновка котельной с двумя котлами ПТВМ-30М и двумя котлами ДКВР-10-13. Топливо — газ или мазут

проходы между агрегатами оборудования насосной, дутьевой, дымососной и водоочистки должны быть не менее 0,7 *м*. Такое же расстояние сохраняют и при наличии ограждений. Помещения для золовых и шлаковых бункеров от пола до выступающих частей затворов делают высотой не менее 1,9 *м*.

Ширина площадок, предназначенных для обслуживания арматуры, должна быть не менее 800 *мм*; ширина всех прочих пло-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

щадок — не менее 600 *мм*. Площадки, лестницы и верхняя часть обмуровки котла должны иметь металлические ограждения-перила высотой 1 *м*.

§ 53. Примеры компоновок котельных установок

На рис. VIII.3 показана компоновка котельной с тремя котлами ДКВР-10-13, работающими на каменных углях и оборудованных топками ЧЦР. Топливо подается в приемные бункера котлов *1* ленточным конвейером *2*. Золоудаление принято скреперное с заглублением скреперного канала *3* до отметки — 3,6 *м*. Котлы оборудованы индивидуальными водяными экономайзерами (ВТИ) *4*, сгруппированными в две колонки, и золоуловителями (батарейными циклонами) *5*. Золоудаление из золоуловителей осуществляется с помощью шнека *6*, сбрасывающего золу в общий скреперный канал. Индивидуальные дутьевые вентиляторы *7* установлены в помещении котельной, а индивидуальные дымососы *8* вынесены вне здания. Котельная относится к категории закрытых. Помещение под насосы *9* и *10* и оборудование водоподготовки *11* расположены в левых отсеках здания котельной, где по отдельным этажам располагаются как административно-бытовые помещения, так и питательные баки: бак — деаэратор *12* и конденсационный бак *13*.

На рис. VIII.4 дана компоновка котельной, оборудованной котлами ДКВР-2,5-13, но котлы работают на газе и компоновка котельной выполнена открытого типа. На открытом воздухе установлены котлы *1*, экономайзеры *2*, дымососы *3* и бак-деаэратор *4*. Кстати, следует отметить, что конденсационный бак *5*, перекачивающие насосы *6*, оборудование водоподготовки *7* и бак-деаэратор *4* размещены в отдельно стоящем здании на расстоянии 5 *м* от котельной. Это сделано для максимальной индустриализации при сооружении основного здания. Питательные насосы *8*, а также пароводоподогреватели *9* и сетевые насосы *10* расположены в здании котельной. Каждый котел оборудован двумя смесительными горелками *11* с самостоятельными дутьевыми вентиляторами *12*.

На рис. VIII.5 приведена компоновка паровой котельной с тремя котлами типа Е-1/9 (см. рис. II.16), работающими на мазуте. Все здание выполнено в одном объеме, состоящем из четырех стандартных секций. В одной из секции размещаются котельные агрегаты *1*, во второй — водоподготовка *2* и оборудование для сбора *3* и перекачки *4* конденсата, деаэратор *5* и служебно-бытовые помещения. В третьей секции размещаются мазутонасосная и ее оборудование — насосы *6*, фильтры грубой *7* и тонкой *8* очистки и мазутоподогреватели *9*. Наконец, в последней секции размещены два стальных цилиндрических резервуара *10* для мазута емкостью по 25 $м^3$ каждый. Запас мазута в емкостях склада рассчитан на 10 суток.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

На рис. VIII.6 приведена компоновка котельной с двумя водогрейными котлами ПТВМ-30 и двумя паровыми котлами ДКВР-10-13. Основным топливом является газ, резервным — мазут. Водогрейные котлы *1* оборудованы индивидуальными дымососами *2* и дутьевыми вентиляторами *3*. Все насосы, обслуживающие водогрейные котлы, расположены на нулевой отметке под баками-деаэраторами *4*. Паровые котлы *5* оборудованы водяными экономайзерами *6*, дутьевыми вентиляторами *7* и дымососами *8*. Питательные насосы *9* и общее оборудование водоподготовки (для паровых и водогрейных котлов) *10* размещены перед фронтом паровых котлов на нулевой отметке. Для всех котлов установлена общая кирпичная дымовая труба *11*. Производительность котельной: по воде 60 *Гкал/ч*, по пару 30 *т/ч*.

Глава IX

ТРАНСПОРТИРОВКА ТОПЛИВА, ЕГО ХРАНЕНИЕ, ШЛАКОЗОЛОУДАЛЕНИЕ И ЗОЛОУЛАВЛИВАНИЕ

§ 54. Хранение твердого топлива и подача его в котельную

Твердое топливо доставляют в котельную или непосредственно из разрабатываемых месторождений или с базисных складов. Если базисные склады расположены на расстоянии не далее чем 50 *км* от котельных, то при последних организуют расходные или резервные склады топлива.

Расходные склады рассчитывают на хранение топлива не более чем на двухнедельный запас, а резервные — на хранение топлива до 1— месячного запаса. Резервные склады топлива выполняют открытыми, расходные же склады (в зависимости от их месторасположения) могут выполняться как открытыми, так и закрытыми. При расположении котельных на территории жилых застроек устраивать открытые склады топлива нельзя. Емкость закрытых расходных складов предусматривают в пределах 1—5-суточного расхода.

Твердое топливо, доставляемое на склады, размещают в штабелях, размеры которых не ограничиваются. При складировании топлив, подверженных самовозгоранию (бурый уголь, фрезерный торф), его обязательно послойно укатывают и уплотняют. Запас топлива, находящийся на складе, освежают не реже двух раз в год, т. е. заменяют новым.

Твердое топливо на площадки котельных доставляют или автомамосвалами, или по железнодорожным путям в полувагонах типа «гандола». При расположении базисных складов на расстоянии от котельных до 8 *км* более выгодно использовать автотранспорт.

Топливо, доставленное автосамосвалами, подают, как правило, на нулевую отметку складов, а затем штабелируют автотракторопогрузчиками или бульдозерами. Схема подобного складского хозяйства (при часовом расходе бурого угля 3—5 *т/ч*)

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

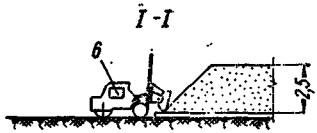


Рис. IX.1. Схема генерального плана при доставке твердого топлива автосамосвалами

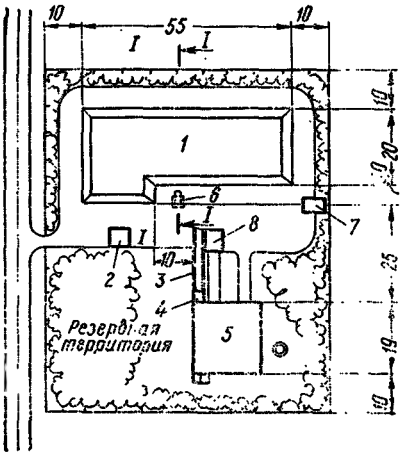
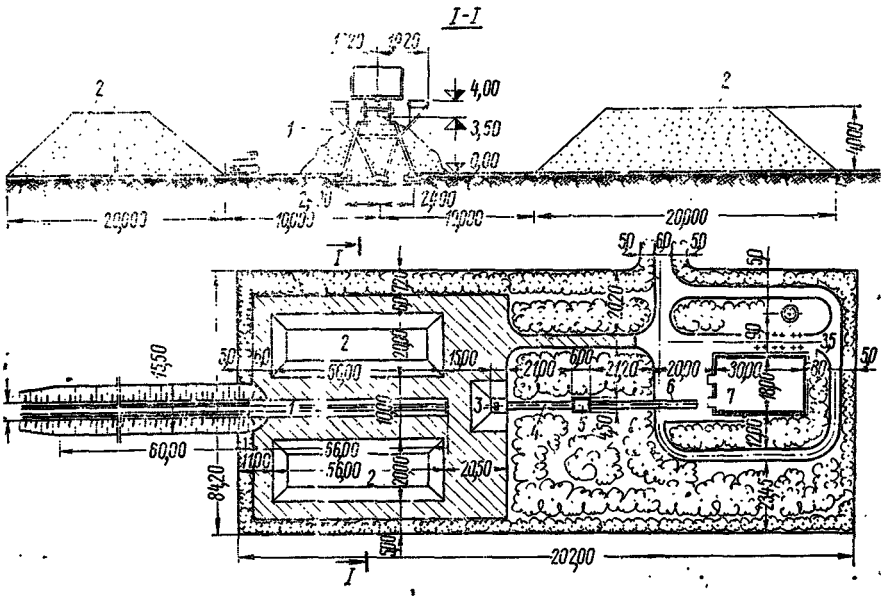


Рис. IX.2. Схема генерального плана при доставке твердого топлива железнодорожным транспортом



Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

показана на рис. IX.1. По этой схеме прибывающие с углем автосамосвалы разгружаются на угольной площадке *1*, рассчитанной на 2000 *т* угля. Уголь штабелируют и подают со склада после взвешивания на автомобильных весах *2*: по пандусу *3* в приемный бункер *4* котельной *5* автопогрузчиком *6* с емкостью ковша 1 *м*³. Для автопогрузчиков предусмотрен навес *7*. Золу и шлак, удаляемые из котельной, хранят в бункере *8*.

При доставке топлива по железнодорожным путям наиболее просто для приема и разгрузки использовать разгрузочные эстакады высотой 1,5—5 *м*. Штабелирование и подачу топлива в приемные бункера и в этом случае осуществляют или бульдозерами, или автопогрузчиками.

На рис. IX.2 показана одна из схем топливного хозяйства для котельной, оборудованной тремя котлами ДКВР-20-13, при сжигании рядовых бурых углей в количестве 11 *т/ч*. Емкость склада составляет 4400 *т* и рассчитана примерно на двухнедельный запас. По этой схеме доставляемое по железнодорожным путям топливо разгружается на эстакаде *1*. Разгрузка штабелей *2* и подача топлива в приемный бункер *3* осуществляется бульдозерами. Из приемного бункера по наклонному конвейеру *4* топливо попадает в дробильное отделение *5*, а затем по следующему наклонному конвейеру *6* в приемные бункера котельной *7*.

Центральный узел дробления представляет собой отдельно расположенный комплекс и предназначен для дробления рядовых каменных и бурых углей.

Для перемещения топлива со складов и внутри котельных используют ленточные, скребковые и винтовые конвейеры, ковшовые элеваторы, скиповые подъемники и электротельферы с кошками. Если топливо загружается в топки котлов с того же уровня, на котором расположен склад, и расход топлива не превышает 1500 *кг/ч*, то подавать топливо в котельную в виде исключения можно вручную в безрельсовых или рельсовых вагонетках.

Ниже приведены некоторые схемы топливоподачи, применяемые в настоящее время в типовом проектировании. На рис. IX.3 дана схема топливоподачи внутри котельной, соответствующая схеме складского хозяйства, показанной на рис. IX.1. Из приемного бункера *1*, расположенного непосредственно в здании котельной, топливо попадает на угледробилку *2*, а из нее ссыпается в ковш *3* вертикально-горизонтального подъемника *4* системы инж. Шевьева. Ковшом, перемещаемым по специальным направляющим лебедкой *5*, уголь подается в бункера *6* при котлах, а из них по течкам *7* к механическим забрасывателям топок. Максимальная высота подъема рекомендуется не более 12 *м*. Горизонтальный ход тележки зависит от количества котлов. Подъемники Шевьева имеют различную емкость ковша: 0,5; 0,75 и 1 *м*³, данные которых приведены в табл. IX.1.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица IX.1

Основные технические данные подъемников Шевьева

Показатели	Емкость ковша в $м^3$		
	0,5	0,75	1
Производительность в $м^3/ч$ . . .	16	24	32
Мощность в *квт*	7,5	9	11
Скорость передвижения ковша подъемника в *м/сек*	0,5	0,5	0,5

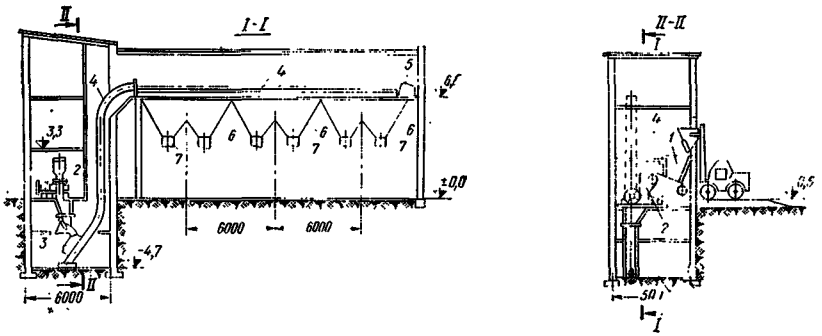


Рис. IX.3. Схема топливоподачи твердого топлива с помощью вертикально-горизонтального подъемника системы Шевьева

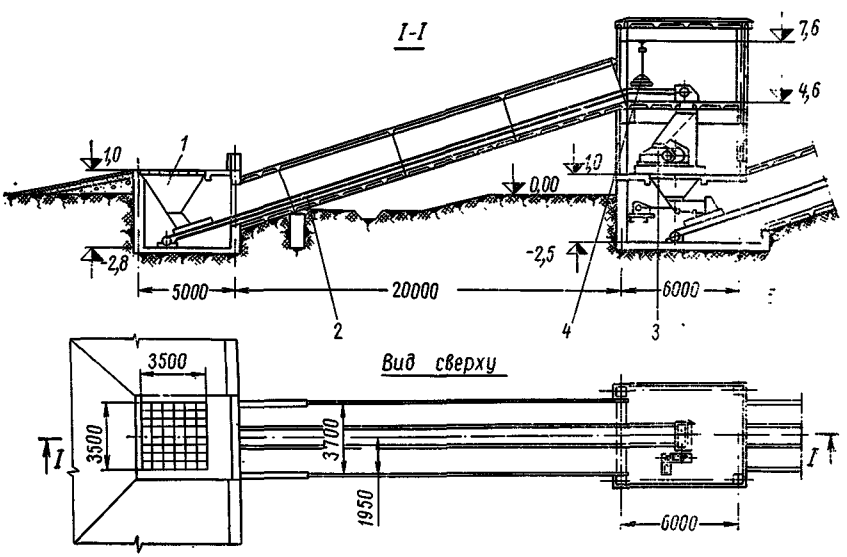


Рис. IX.4. Схема подачи топлива в котельную с помощью ленточного конвейера

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

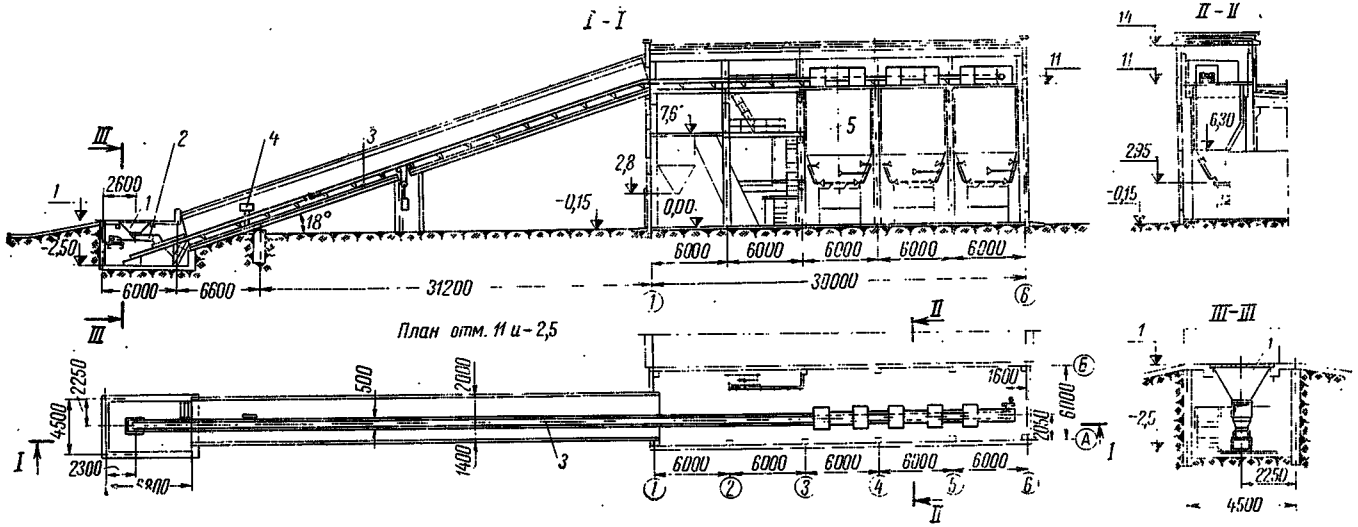


Рис. IX.5. Схема топливоподачи сортированного и дробленого угля

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Подъемник можно использовать для транспортирования любых топлив с насыпным весом до 1 *т/м*³ и размерами кусков до 200 *мм*. Подъемники с ковшами емкостью 0,5 и 0,75 *м*³ серийно изготовляет Миллеровский завод подъемно-транспортного оборудования.

На рис. IX.4 приведена схема подачи топлива в котельной, складское хозяйство которой изображено на рис. IX.2. Из приемного бункера *1* с помощью ленточного конвейера *2* топливо поступает на угледробилку *3*, предварительно пройдя под подвешенным электромагнитным сепаратором *4*. Далее по ленточному транспортеру *5* топливо поступает в бункера котлов.

При использовании сортированных и дробленых углей тракт топливоподачи упрощают, ликвидируют узел дробления. Схема подобной топливоподачи показана на рис. IX.5. Из приемного бункера *1* качающимся питателем *2* топливо подается на наклонно-горизонтальный ленточный конвейер *3*, пройдя автоматические ленточные весы *4*, топливо подается в бункера котлов *5*.

На рис. IX.6 приведена схема топливоподачи с наклонным ленточным конвейером *1*, цепным элеватором *2* и горизонтальным ленточным конвейером *3*, разработанная трестом Центрогипрошахт для котлов ДКВР-10-13.

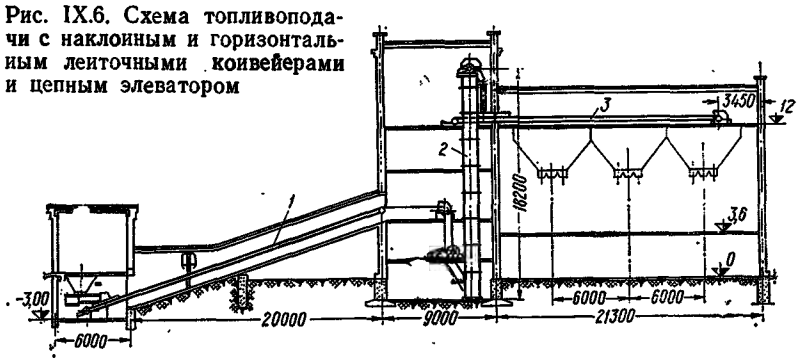


Рис. IX.6. Схема топливоподачи с наклонным и горизонтальным ленточными конвейерами и цепным элеватором

Во всех приведенных схемах емкость индивидуальных бункеров при котлах рассчитывают в зависимости от рода сжигаемого топлива и рекомендуют для высокосортного топлива в пределах 12—18-часового расхода, а для низкосортного — в пределах 6—8, но не более 10-часового расхода топлива.

Сооружение индивидуальных бункеров при котлах надежно обеспечивает систему топливоподачи, сокращает время использования механизмов, однако в значительной степени усложняет и удорожает здание котельной. ЦКТИ им. Ползунова совместно с трестом Союзпроммеханизация вместо емких индивидуальных бункеров разработали центральную емкость в виде силосной башни, располагаемой вне пределов здания котельной. Емкость такого силоса-бункера рассчитана на 1—5-суточный запас топ-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

лива по максимальному расходу котельной. При этом емкость бункеров при котлах снижают до емкости приемных устройств. Это позволяет выполнять здания котельных более простыми, одноэтажными, из стандартных строительных элементов.

На рис. IX.7 приведена схема топливоподачи с центральным бункером-силосом к котельной, оборудованной тремя котлами ДКВР-20-13, разработанная Сибцветметниипроектом. Топливо (дробленый или сортированный каменный уголь или антрацит) из приемного устройства с помощью качающегося питателя *1* поступает на элеватор *2*, а затем по течке *3* в силосный бункер *4* емкостью 170 *т*. Из бункера дисковым питателем *5* топливо подается на ленточный конвейер *6* и далее к приемным бункерам котлов *7* емкостью до 15 *т* каждый. Для бурых углей устанавливают два элеватора. Силосный бункер (а также и индивидуальные бункера) снабжается системой пневмообрушения *8*. На тракте ленточного конвейера устанавливают автоматические ленточные весы *9*.

§ 55. Шлакозолоудаление

Наиболее трудоемким процессом при эксплуатации котельных установок является шлакозолоудаление. Этот процесс состоит из следующих операций: удаление золы и шлаков из топочных устройств и золовых бункеров; удаление золы и шлаков за пределы котельной; удаление золы и шлаков с территории, прилегающей к котельной. Перечисленные операции осуществляют различными способами. Выбор того или иного способа шлакозолоудаления зависит от ряда условий: систем и конструкции топочных устройств, зольности сжигаемого топлива, но главным образом от мощности котельной, т. е. соответственно от общего расхода очаговых остатков.

Расход очаговых остатков определяют по формуле

$$G = B\left(\frac{A^{р}}{100} + \frac{q_4 Q_{н}^{р}}{100 \cdot 8100}\right) \text{ кг/ч}. \qquad (IX.1)$$

Входящие в эту формулу величины в расшифровке не нуждаются.

Выбор производительности системы шлакозолоудаления зависит от того, как предполагается ее использовать — непрерывно или периодически. При непрерывном шлакозолоудалении производительность системы соответствует расходу очаговых остатков, определяемых по формуле (IX.1), при периодическом шлакозолоудалении ее производительность увеличивается соответственно уменьшению времени использования. При сжигании топлива на простых колосниковых решетках золу и шлаки можно удалять вручную, если расход очаговых остатков не превышает 100 *кг/ч*. В противном случае применяют способ механизированного шлакозолоудаления.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

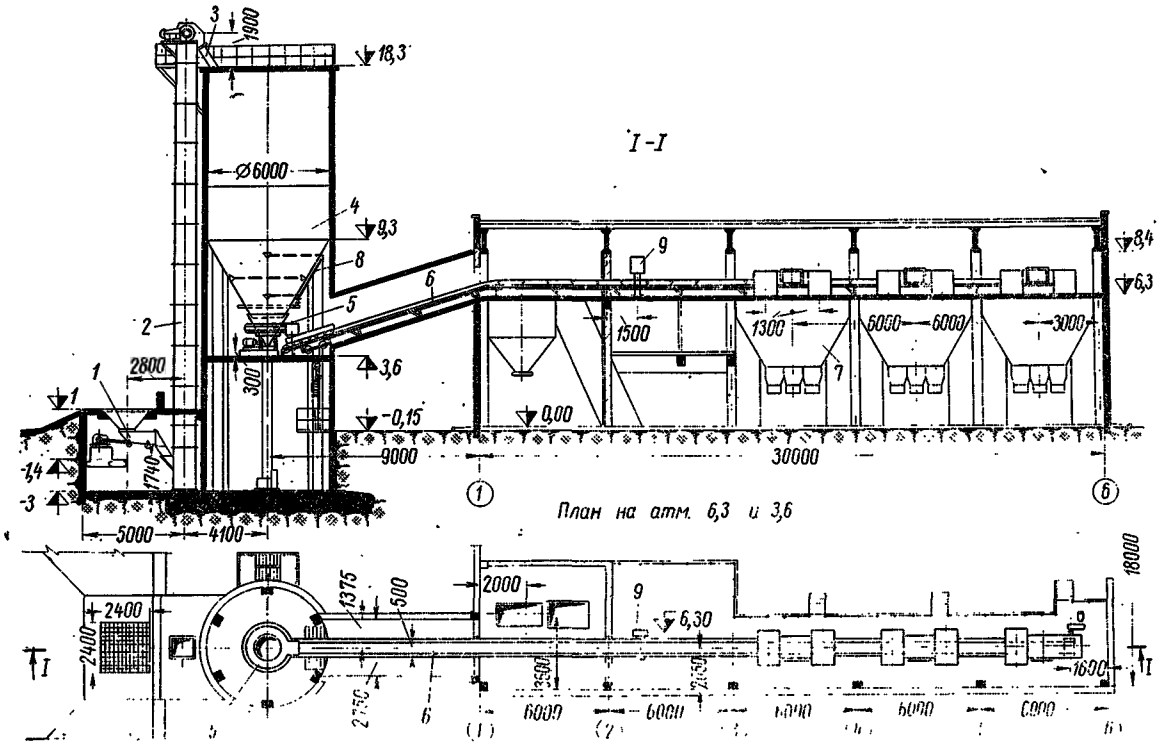


Рис. IX.7. Схема топливоподачи с центральным бункером-силосом

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Способы механизированного шлакозолоудаления подразделяются на гидравлический, механический и пневматический. Гидравлический способ шлакозолоудаления требует определенных условий: достаточно большое количество воды, удобный золоотвал, расположенный не далее 5 *км* от котельной, благоприятный рельеф местности для прокладки золопровода с уклоном в сторону золоотвала. Сочетание этих условий, особенно для отопительных котельных, расположенных среди жилых массивов, довольно редко. Кроме того, сравнительно высокая стоимость сооружения систем гидрозолоудаления и большой удельный расход электроэнергии на 1 *т* золы препятствуют ее широкому распространению.

Механический способ шлакозолоудаления отличается от других наименьшими капитальными и эксплуатационными затратами. Однако он имеет и недостатки, ограничивающие область его применения. Так, даже при расходе очаговых остатков порядка 5 *т/ч* приходится перемещать их не только в горизонтальном, но и в вертикальном направлении. Кроме того, довольно быстро изнашиваются скребки, цепи и другие узлы, а ремонтировать их на ходу достаточно сложно.

Транспортная система при механизированном шлакозолоудалении состоит из механизмов для выдачи шлаков за пределы котельного агрегата (в качестве которых используются скребково-цепные, лопастные, плунжерные, многопланочные шлаковыталкиватели и шнековые питатели) и механизмов для приема и транспортирования шлака и золы в бункера временного хранения.

Для горизонтального и горизонтально-наклонного транспортирования шлака применяют канатно-дисковые конвейеры (при расходе очаговых остатков до 0,8 *т/ч*) и скреперные устройства. Для вертикального транспорта шлака используют элеваторы или вертикально скиповые подъемники. Наиболее распространены в системах механического шлакозолоудаления скреперные устройства, которые подразделяются на скреперные подъемники и скреперные установки. Последние применяют даже для транспортирования шлака с размерами кусков более 350 *мм*.

На рис. IX.8 приведены схемы скреперного сухого шлакозолоудаления. Из бункеров котлов *1* зола и шлак сбрасываются в скреперный канал *2*, в котором при помощи лебедки *3* и системы натяжных тросов *4* перемещается ковш *5*. Ковш захватывает золу и шлак и по наклонной эстакаде *6* подает их в бункер *7*, расположенный на известном расстоянии от котельной (13,5 *м*). Бункер разгружают в подъезжающие автосамосвалы. Золу и шлак заливают водой непосредственно в зольниках или бункерах либо в скреперном канале. Бункер *7* оборудован челюстным затвором *8*. Заглубление скреперного канала в зависимости от расположения зольных бункеров и их конструкции может составлять 1—3 *м*. Наклонный участок установки распо-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

ложен под углом 30—35° к горизонту. Скорость перемещения скрепера составляет ~0,5 *м/сек*. При емкости ковша 0,35 $м^3$ производительность установки равна 3 $м^3/ч$, а при емкости ковша 0,5 $м^3$ — соответственно 4,5 $м^3/ч$.

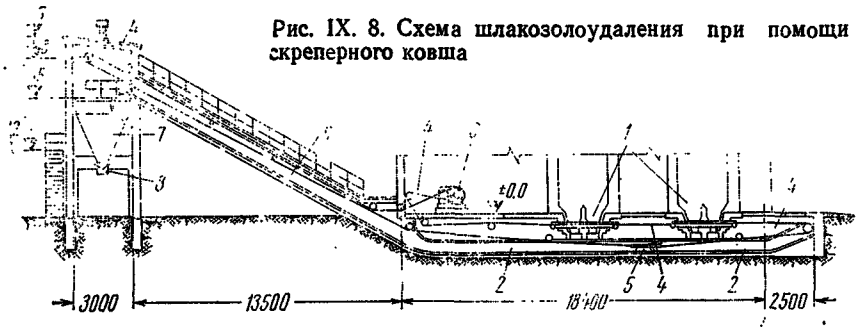


Рис. IX. 8. Схема шлакозолоудаления при помощи скреперного ковша

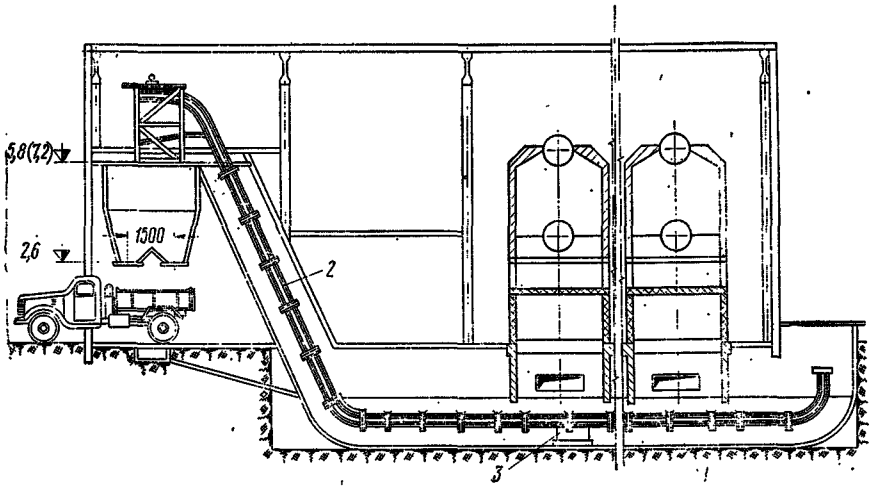


Рис. IX.9. Схема шлакозолоудаления при помощи скреперного подъемника

На рис. IX.9 дана схема мокрого шлакозолоудаления скреперным подъемником, а в табл. IX.2 приведены его технические данные. Подъемник состоит из горизонтального *1* и наклонного *2* участков. Горизонтальный участок скреперного подъемника размещен в канале, проложенном под котлами и заполненном водой. Наклонный участок подъемника расположен под углом 65—75° к горизонту (вместо 30—35°, допускаемых для обычных скреперных установок). Ковш *3* подъемника снабжен катками, которые движутся в направляющих шинах.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица IX.2

Технические данные скреперных подъемников

Показатели	Емкость ковша в $м^3$		
	0,2	0,35	0,5
Производительность в $м^3/ч$	2	3,5	5
Мощность в *квт*	5	7,5	10
Скорость передвижения ковша в *м/сек*	0,5	0,5	0,5

С использованием скреперного подъемника здание котельной выполняется в одном строительном объеме. Ширина скреперного канала обычно равна 1250 *мм*. Для осмотра скреперного устройства и его ремонта рядом со скреперным каналом целесообразно прокладывать смотровой канал *4*.

Наиболее полную механизацию золоудаления с использованием сухой золы в строительстве можно осуществлять пневматическим способом.

Установки пневматического золоудаления в котельных осуществляют чаще по всасывающей схеме. В этом случае вся трасса золопровода, начиная от точки забора золы до осадительного устройства, находится под разрежением. Схема пневматического шлакозолоудаления показана на рис. IX.10. Под шлаковыми *1* и золовыми *2* бункерами котлов устанавливают зало- и шлакоприемные насадки *3*, устройства, в которых поступающая зола и шлак смешиваются с засасываемым воздухом. До поступления во всасывающую насадку шлак дробится в шлаковой дробилке *4* до фракций 0—25 *мм*. Шлак к дробилке подводится течкой (желательно с водяной рубашкой для охлаждения шлака). Под дробилками устанавливают копильники, из которых шлак поступает в насадки. Разрежение в системе создается или паровыми эжекторами *5* или вакуум-насосами. По магистральному золопроводу *6* золовоздушная смесь подводится к циклону-осадителю *7*, в котором зола сепарируется. Более тонкая очистка воздуха происходит в пылеуловителе *8*, после чего очищенный воздух по трубопроводу *9* выбрасывается через дымовую трубу в атмосферу. Из сборного бункера *10* золу разгружают в цементовозы.

На рис. IX.11 дан разрез котельной с расположением оборудования пневматического золоудаления, рассмотренного на схеме рис. IX.10. Скорость транспортирования аэросмеси принимают примерно 25 *м/сек*, а расход воздуха $L_{воз}$ определяют из расчета концентрации золы в 1 *кг* воздуха, равной $\mu = 7 \div 8$ *кг/кг*, т. е.

$$L_{воз} = \frac{G}{\mu} \text{ кг/ч}, \qquad (IX.2)$$

где G — часовой расход золы в *кг*.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

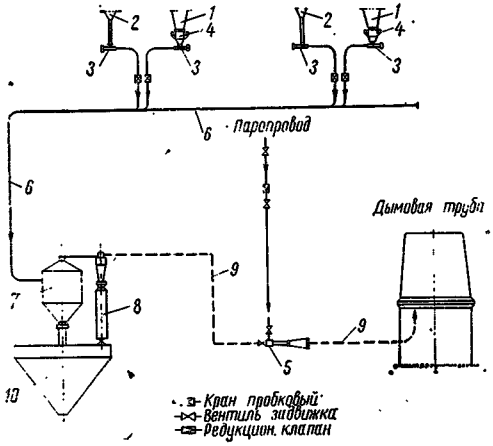
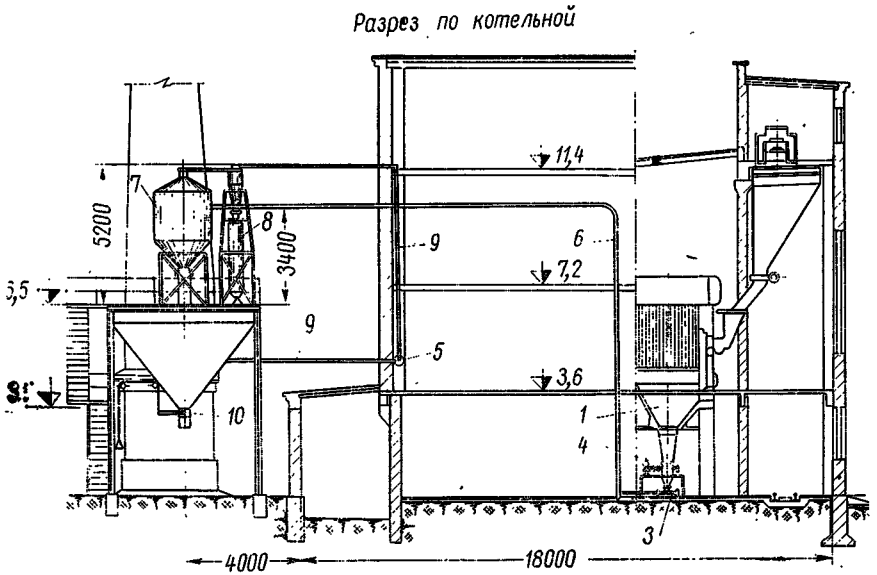


Рис IX.10. Схема пневматического шлакозолоудаления

Рис. IX.11. Размещение оборудования пневматического шлакозолоудаления в котельной



Разрежение в системе при вакуум-насосах поддерживают около 5000—6000 *мм вод. ст.*, при пароэжекторных установках — около 4000 *мм вод. ст.* Расход пара при рекомендуемом давлении $P=10$ *ати* на 1 *т* золы составляет 130—150 *кг*.

§ 56. Хранение и транспортирование жидкого топлива

Жидкое топливо, используемое в котельных, либо доставляют к ним в железнодорожных или автомобильных цистернах, либо подают непосредственно по специальным трубопроводам н

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

сливают в емкости-резервуары. Температура мазута при транспортировке, сливе и хранении должна поддерживаться на определенном уровне, иначе он застынет. В цистернах мазут в зависимости от марок подогревают до температур 25—60°С либо с помощью паровых рубашек, либо непосредственно острым паром. Лотки и трубы, по которым сливают мазут, обогревают попутно прокладываемыми паропроводами (спутниками). Наконец, в самих резервуарах топливо разогревают до температур 30—80°С или змеевиками, обогреваемыми паром, или за счет циркуляции топлива через отдельно расположенные поверхностные подогреватели.

Если жидкое топливо используют в качестве основного, то емкость мазутохранилищ принимают из расчета 10-суточного расхода. Если жидкое топливо предусматривают в качестве аварийного (основным топливом является газ), то емкость мазутохранилищ рассчитывают на трехсуточный расход.

Жидкое топливо можно хранить в подземных или наземных резервуарах, но предпочтение отдают первым, особенно в тех случаях, когда нет грунтовых вод. Подземные резервуары позволяют осуществлять самотечный слив мазута без дополнительной перекачки. Резервуары для мазута выполняют преимущественно железобетонными; металлические мазутохранилища применяют в районах Крайнего Севера и сейсмических районах.

Для того чтобы котельные надежно обеспечить топливом, резервуаров должно быть не менее двух. Если на площадке котельной нет места для мазутохранилища, его располагают за пределами территории котельной. Если расстояние от мазутохранилища до котельной превышает 1 *км*, то в смежных с котельной помещениях устанавливают расходные баки емкостью до суточного запаса, но не более 10 *т*. Непосредственно в котельных, но не над котлами или экономайзерами можно устанавливать расходные баки емкостью не более 0,5 $м^3$.

Таблица IX.3

Емкость резервуаров в $м^3$, до	Эстакады		Размеры в *м*					
	тип	L в *м*	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*
100	Односторонняя	18	35	51	16	22	20	28
200	То же	18	37	52	16	19	21,5	33
500	»	18	38	54	16	19	22	36
1000	»	42	48	74	16	24	26	50
2000	»	42	48	78	16	21	32	57
3000	Двухсторонняя	42	54	81	19	15	34	67
5000	То же	66	56	102	19	25	37	76

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

На рис. IX.12 показан генеральный план размещения мазутного хозяйства, а в табл. IX.3 даны значения всех необходимых размеров в зависимости от емкости резервуаров. Мазут поступает по железнодорожной колее *1* в цистернах *2*, разогревается паром при помощи соответствующих шлангов и сливается в лоток *3*, проложенный с уклоном не менее 0,01 к резервуарам *4*.

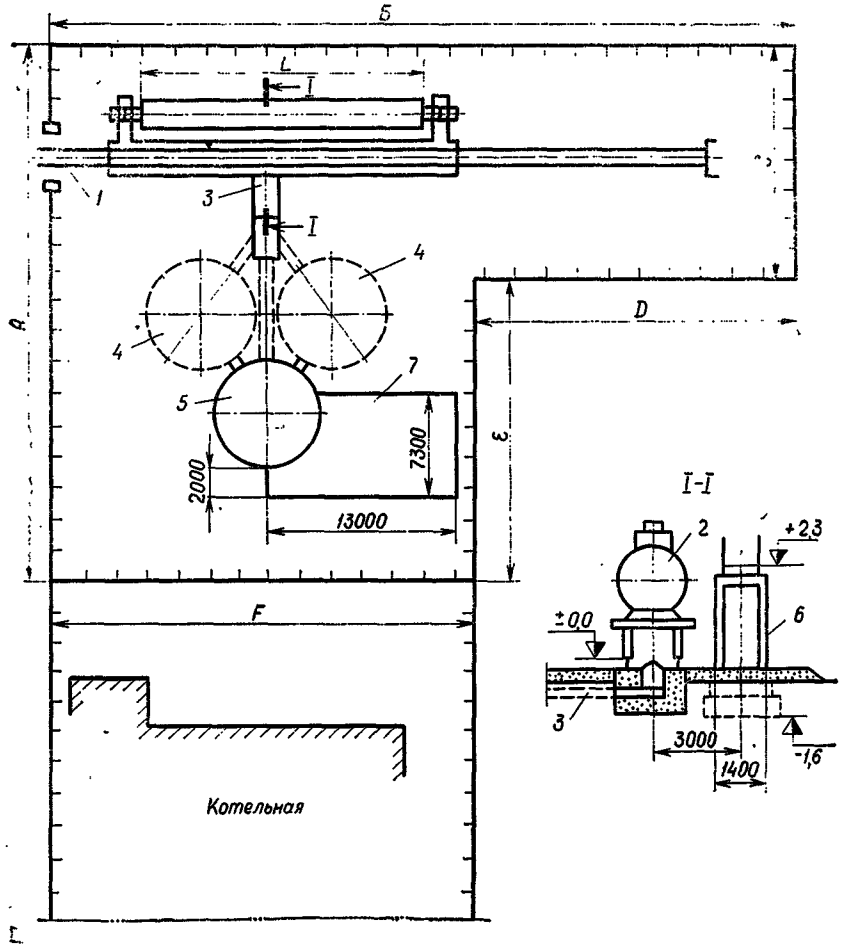


Рис. IX.12. Схема генерального плана с размещением мазутохозяйства

Резервуары *4*, в свою очередь, соединены с насосной станцией *5*, оборудованной насосами, фильтрами и мазутоподогревателями. Цистерны обслуживают с эстакад *6*. Площадка *7* предназначена для установки теплообменников и фильтров, если их нельзя разместить в здании насосной станции.

Насосы для перекачки мазута устанавливают поршневые,

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

роторно-зубчатые и центробежные. Производительность всех рабочих насосов должна быть не менее 150% фактического расхода. Давление, создаваемое насосами, выбирают исходя из типа применяемых форсунок и колеблется оно в пределах 2—350 *м вод. ст.* При расчете трубопроводов скорости мазута в них принимают 0,8—1 *м/сек* для всасывающих и 1—1,5 *м/сек* для нагнетательных магистралей.

§ 57. Золоулавливание

Очистка дымовых газов от золы и уноса необходима при сжигании твердого топлива. Это уменьшает загрязнение атмосферного воздуха и улучшает санитарно-гигиенические условия воздушного бассейна, а также повышает надежность эксплуатации дымососов, так как снижается их золовой износ.

В Советском Союзе борьбе с загрязнением атмосферного воздуха промышленными выбросами уделяется большое внимание. Постановлением правительства запрещено утверждение проектов строительства промышленных предприятий, при эксплуатации которых в атмосферный воздух выбрасывается зола и угольная пыль сверх допускаемых Госсанинспекцией норм.

Количество уноса твердых частиц с дымовыми газами зависит от способа сжигания (слоевое или камерное), свойств топлива (содержания золы и фракционного состава) и, наконец, тепловых напряжений топки. В соответствии с указаниями по проектированию отопительных котельных золоулавливающие устройства можно не устанавливать лишь тогда, когда значение характеристики $N = A^р \cdot B < 5000$ (где $A^р$ — содержание золы в рабочей массе топлива в % и B — максимальный часовой расход топлива в *кг*). Для всех прочих случаев установка золоуловителей обязательна.

В котельных, сжигающих уголь и торф в слоевых и камерных топках, применяют два вида золоуловителей: сухие и мокрые. Для котлов паропроизводительностью до 20 *т/ч* обычно устанавливают сухие золоуловители. Сухие золоуловители более просты, экономичны и надежны и обеспечивают степень очистки дымовых газов от золы при слоевом сжигании до 80—90%, а при камерном — до 70—80%.

Мокрые золоуловители более эффективны и даже при камерном сжигании обеспечивают степень очистки дымовых газов от золы до 90—92%, однако они более сложны и требуют более тщательного ухода. Их целесообразно применять при гидравлическом шлакозолоудалении и количестве дымовых газов свыше 100 000 *м³/ч*. Из мокрых золоуловителей получили распространение центробежные скрубберы (ЦС-ВТИ), разработанные Всесоюзным теплотехническим институтом. Из сухих золоуловителей в настоящее время применяются циклоны (НИИОГаз-ЦКТИ),

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

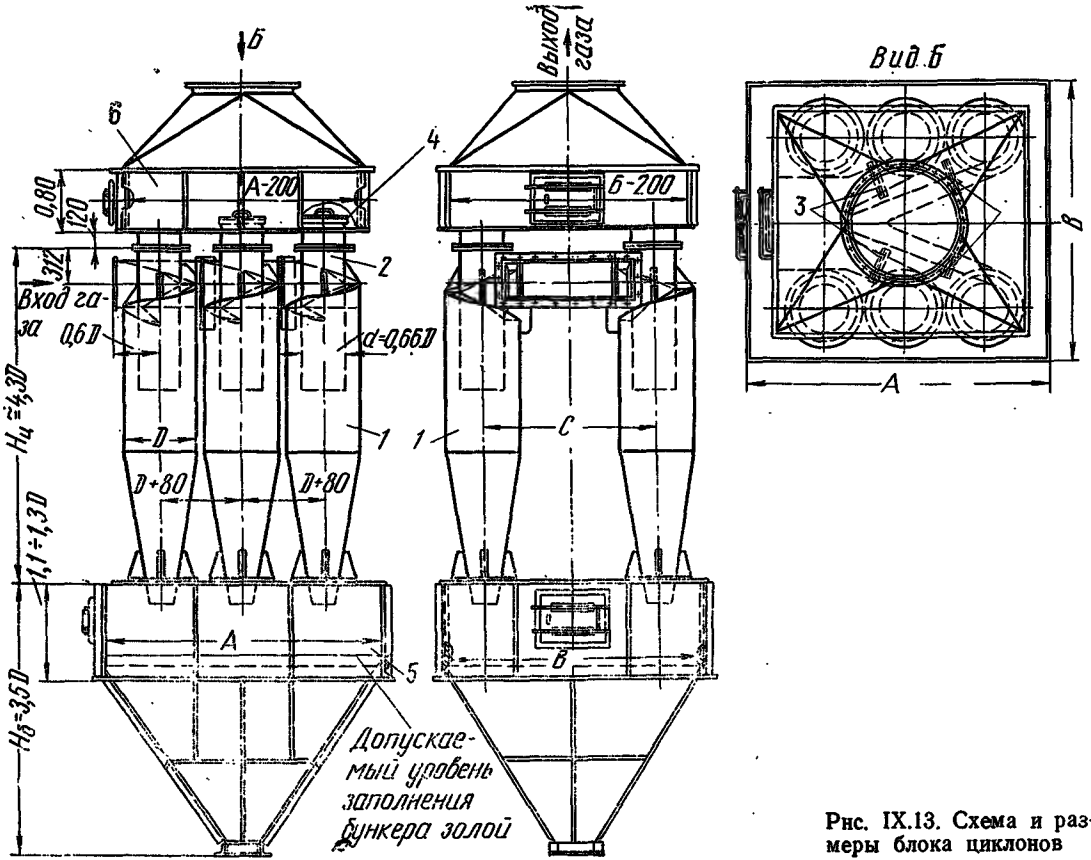


Рис. IX.13. Схема и размеры блока циклонов

Электронная библиотека http: lgv.khstu.ru

скомпонованные в блоки (блок-циклоны) и батарейные циклоны (мультициклоны).

Первые устанавливают при слоевом сжигании топлива и расходе дымовых газов до 30 000 $м^3/ч$, а вторые — при больших расходах газа или при ограниченности места, отводимого под их установку. В обоих типах золоуловителей зола из дымовых газов выделяется под действием центробежной силы, возникающей в результате вращательного движения и различия плотности газа и золы.

Блок циклонов (рис. IX.13) представляет небольшую группу (4—8 шт.) параллельно включенных циклонов диаметром 400, 500, 650, 700 и 800 *мм* каждый, которые состоят из корпуса *1* с тангенциально подводящим патрубком и выхлопной трубы *2*. Любой из циклонов может отключаться с помощью шибера *3* и заглушки *4*. Пылевой бункер *5* выполняют общим на весь блок или каждая из сторон блока (левая и правая со стороны входа газа) оборудуется своими самостоятельными бункерами. Газы можно выводить из сборника чистого газа *6* либо вверх, либо вбок. Аэродинамическое сопротивление блока циклонов составляет 35—50 *мм вод. ст.* Основные размеры блоков-циклонов приведены в табл. IX.4.

Таблица IX.4

Типоразмеры блоков-циклонов для котлов производительностью 2,5—20 *т/ч*

Производительность котла в *т/ч*	Типоразмеры блоков	Условное сечение блока в $м^2$	Количество циклонов в блоке	Производительность блоков-циклонов в $м^3/ч$ при 150°С и сопротивлении в *мм вод. ст.*		Основные размеры в *мм*		
				35	50	*A*	*B*	*C*
2,5	2×2-400	0,5	4	5080	6090	1440	1540	740
2,5; 4	2×2-500	0,79	4	7920	9500	1760	1920	920
4; 6,5	3×2-500	1,18	6	11900	14250	1760	1920	1320
6,5; 10	3×2-650	1,98	6	19900	23800	2240	2490	1710
10; 15	4×2-650	2,64	8	26600	31900	2970	3010	2230
15; 20	4×2-750	3,52	8	35500	42500	3390	3470	2570
20	4×2-800	4,02	8	40600	48600	3600	3700	2740

Батарейный циклон (рис. IX.14) имеет большое количество (20—56 шт.) циклонных элементов малого диаметра (250 *мм*), скомпонованных внутри общего кожуха *1*, разделенного на две секции *2*, каждая из которых имеет свой бункер *3* для улавливания золы, подводящий патрубок *4* и распределительную камеру *5*. Выхлопная камера *6* является общей для обеих параллельно работающих секций батарейного циклона. Разделение циклона на две секции выполнено для отключения одной из них и сохранения качества очистки дымовых газов при снижении их расхо-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица IX.5

Типоразмеры батарейных циклонов для котлов производительностью 6,5—20 *т/ч*

Производительность котла в *т/ч*	Типоразмеры	Общее количество элементов: по группе	Общее количество элементов: по линии	Общее количество элементов: всего	Производительность в $м^3/ч$ при 150°С и сопротивлении в *мм вод. ст.*: 45	Производительность в $м^3/ч$ при 150°С и сопротивлении в *мм вод. ст.*: 60	Основные размеры в *мм*: H	B	B_1	B_2	L	L_1	h_1	h_2	$b_{вх}$	b_1	$h_{вх}$	a	Масса в *кг*
6,5	БЦ2-4×(3+2)	4	3+2	20	15 050	17 400	3920	2195	1320	1230	1600	1510	2385	1400	800	1355	450	700	4000
6,5	БЦ2-5×(3+2)	5	3+2	25	18 900	21 850	4420	2475	1600	1510	1600	1510	2885	1400	800	1355	700	700	4950
10	БЦ2-5×(4+2)	5	4+2	30	22 600	26 100	4120	2775	1600	1510	1880	1790	2585	1400	1000	1635	550	840	5470
10	БЦ2-6×(4+2)	6	4+2	36	27 150	31 400	4420	3055	1880	1790	1880	1790	2885	1400	1000	1635	700	840	6500
15	БЦ2-5×(4+3)	5	4+3	35	26 450	30 550	4520	2775	1600	1510	2160	2070	2785	1600	1100	1915	650	980	6500
15	БЦ2-6×(4+3)	6	4+3	42	31 550	36 500	4720	3055	1880	1790	2160	2070	2985	1600	1100	1915	750	980	7450
20	БЦ2-6×(5+3)	6	5+3	48	36 150	41 950	4820	3305	1880	1790	2440	2350	3085	1600	1300	2195	800	1260	8500
20	БЦ2-7×(5+3)	7	5+3	56	42 200	48 900	5020	3585	2160	2070	2440	2350	3285	1600	1300	2195	900	1260	9670

да. Секции отключают языковым шибером 7. Аэродинамическое сопротивление батарейного циклона составляет 45—60 *мм вод. ст.* Основные размеры батарейных циклонов (БЦ) приведены в табл. IX.5.

На рис. IX.15 показана схема установки блоков-циклонов для котельной, оборудованной тремя котлами типа ДКВР-6,5-13 и работающей на бурых углях. Установка блоков-циклонов выполнена за пределами котельной и с вывозом золы цементовозами. Циклоны устанавливают за котлом или экономайзером, но, как правило, до дымососа. Температура очищаемого дымового газа не должна быть выше 400°С. Выпускную часть золового бункера согласовывают с принятой системой золоулавливания и обязательно снабжают уплотняющими устройствами (шлюзовым затвором, мигалкой и т. п.). Циклоны рассчитывают либо для определения количества элементов и их диаметров — по заданной производительности (т. е. по общему объему дымовых газов, подвергаемых очистке), температуре газов и величине коэффициента сопротивления циклона, либо для проверки по заданной конструкции и числу элементов его производительности.

Технологический расчет циклонов ведется с использованием следующих данных и формул.

1. Объем дымовых газов, подвергающихся очистке, берут при максимальной нагрузке котельной и подсчитывают по известному выражению

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

$$V_{зол} = \frac{\Sigma V_г B_р (273 + \vartheta_{ух})}{273 \cdot 3600} \; м^3/сек. \qquad (IX.3)$$

2. Оптимальные условия работы циклонов имеют место при

$$\frac{\Delta h_{зол}}{\rho_{ух}} = 55 \div 75.$$

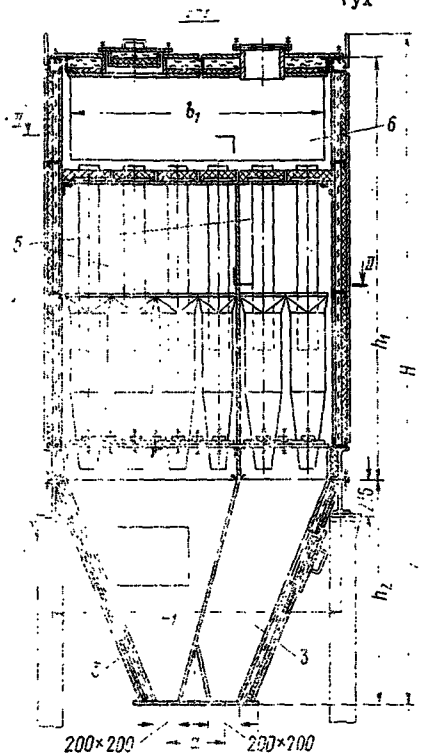
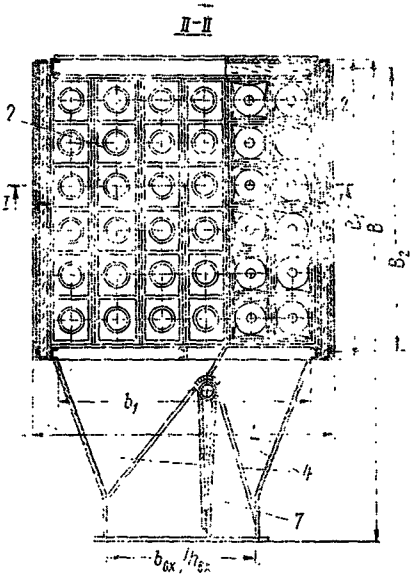


Рис. IX.14. Схема и размеры батарейных циклонов



В этом отношении величиной аэродинамического сопротивления $\Delta h_{зол}$ обычно задаются, а плотность дымовых газов подсчитывают как обычно, т. е.

$$\rho_{ух} = \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{ух}} \; кг/м^3; \qquad (IX.4)$$

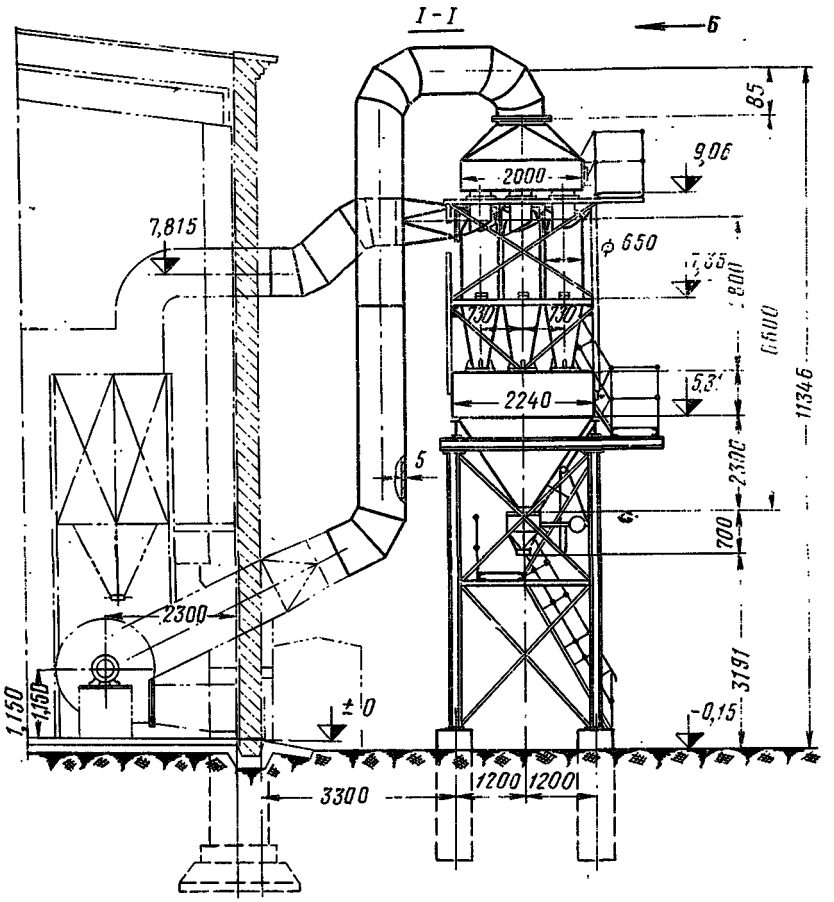
принимая $\rho_0 = 1{,}34$ $кг/м^3$.

3. Величины коэффициентов аэродинамического сопротивления в зависимости от конструкции принимают для блоков-циклонов равными $\zeta = 105 \div 115$, для батарейных циклонов $\zeta = 85$ и относят к условной площади всех элементов в плане

$$F_{зол} = n \frac{\pi D^2}{4} \; м^2.$$

4. Расчетная формула для определения числа элементов по заданному секундному расходу газа $V_{зол}$ при температуре газов

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru



$\vartheta_{ух}$, аэродинамическому сопротивленню золоуловителя $\Delta h_{зол}$, внутреннему диаметру корпуса D и велнчине аэродинамического коэффициента сопротивления ζ имеет вид

$$n = 0{,}336 \frac{V_{зол}}{D^2 \sqrt{\dfrac{\Delta h_{зол}\left(1 + \dfrac{\vartheta_{ух}}{273}\right)}{\zeta}}} \text{ шт.} \qquad (IX.5)$$

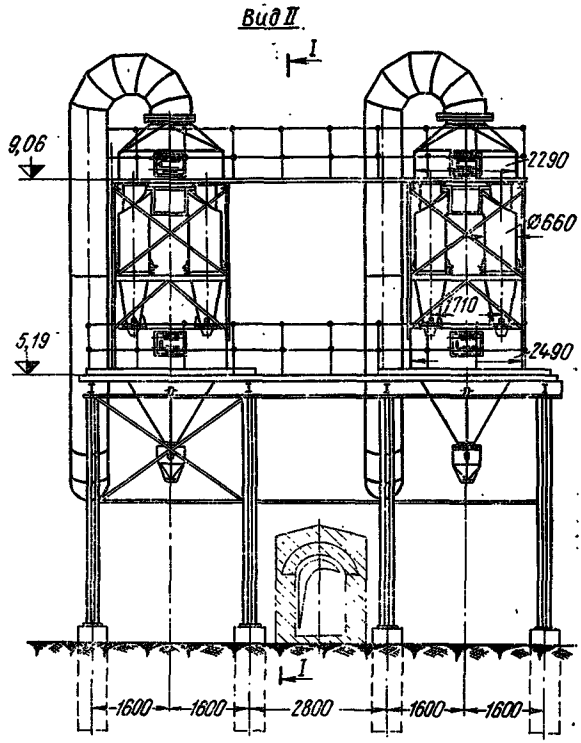
5. Величину аэродинамического сопротивлення золоуловнтеля определяют из выражения

$$\Delta h_{зол} = 0{,}114 \frac{V_{зол}^2 \zeta}{n^2 D^4 \left(1 + \dfrac{\vartheta_{ух}}{273}\right)} \text{ мм вод. ст.} \qquad (IX.6)$$

6. Производительность золоуловнтеля по заданному числу

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Рис. IX.15. Установка золоуловителей типа блока-циклонов к котлам ДКВР-6,5-13



элементов и их диаметрам, по аэродинамическому сопротивлению $\Delta h_{зол}$ и величине коэффициента аэродинамического сопротивления ζ определяют по формуле

$$V_{зол} = 2{,}97\, n D^2 \sqrt{\frac{\Delta h_{зол}\left(1 + \frac{\vartheta_{ух}}{273}\right)}{\zeta}}\ м^3/сек. \qquad (IX.7)$$

7. Среднюю скорость $w_{зол}$, отнесенную к условной площади, подсчитывают из выражения

$$w_{зол} = 3{,}87 \sqrt{\frac{\Delta h_{зол}\left(1 + \frac{\vartheta_{ух}}{273}\right)}{\zeta}}\ м/сек. \qquad (IX.8)$$

Глава X

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ КОТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

§ 58. Тепловой расчет парового котельного агрегата

Задаемся исходными данными. 1. К установке предназначен котел ДКВР-10-13 с увеличенной до $D = 15$ *т/ч* паропроизводительностью, вырабатывающий насыщенный пар давлением $P = 13$ *ати*. 2. Питательная вода поступает из деаэратора при температуре $t_{п.в} = 100°C$. 3. Котел оборудован ин-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

дивидуальным водяным экономайзером системы ВТИ. 4. Топливом служит природный газ Дашавского месторождения. 5. Непрерывная продувка составляет 3%.

Топливо, состав и количество продуктов горения, их теплосодержание. В связи с заданным родом топлива берем его рабочий состав из табл. I.4 (в % по объему): углекислота $CO_2=0{,}1\%$; метан $CH_4=97{,}9\%$; этан $C_2H_6=0{,}5\%$; пропан $C_3H_8=0{,}2\%$; бутан $C_4H_{10}=0{,}1\%$; азот $N_2=1{,}2\%$; теплота сгорания топлива $Q_н^р=Q_н^с=8523$ *ккал/м³*; влагосодержание на 1 *м³* сухого газа при $t=10°C$ принимаем равным $d_г=10$ *г/м³*; плотность нормального кубометра газа $\rho=0{,}73$ *кг/м³*. Количество присасываемого воздуха выбираем в соответствии с данными табл. II.21 и указаниями § 19 гл. III; значение коэффициента избытка воздуха в топке $\alpha_т=1{,}1$, а все остальные соответственно определяются равными:

$$\alpha_к=\alpha_т+0{,}1=1{,}1+0{,}1=1{,}2;$$
$$\alpha_э^1=\alpha_к+0{,}1=1{,}2+0{,}1=1{,}3$$

и

$$\alpha_э''=\alpha_э^1+0{,}1=1{,}4.$$

Далее определяем объем воздуха, необходимый для горения, а также состав и объем дымовых газов при $\alpha=1$; теоретическое количество воздуха, необходимое для горения, подсчитываем по уравнению (III.20):

$$V_0=0{,}0476\left[0{,}5\,CO+0{,}5\,H_2+1{,}5\,H_2S+\Sigma\left(m+\frac{n}{4}\right)C_mH_n-O_2\right]=$$
$$=0{,}0476\left[2\,CH_4+\left(2+\frac{6}{4}\right)C_2H_6+\left(3+\frac{8}{4}\right)C_3H_8+\right.$$
$$\left.+\left(4+\frac{10}{4}\right)C_4H_{10}\right]=0{,}0476\,[2\cdot97{,}9+3{,}5\cdot0{,}5+5\cdot0{,}2+6{,}5\cdot0{,}1]=$$
$$=0{,}0476\cdot199{,}4=9{,}5\ м^3/м^3.$$

Теоретический объем трехатомных газов находим по уравнению (III.21):

$$V_{RO_2}=0{,}01\,(CO_2+CO+H_2S+\Sigma_m C_mH_n)=0{,}01\,(CO_2+1CH_4+$$
$$+2\,C_2H_6+3\,C_3H_8+4\,C_4H_{10})=0{,}01\,(0{,}1+1\cdot97{,}9+2\cdot0{,}5+$$
$$+3\cdot0{,}2+4\cdot0{,}1)=1\ м^3/м^3.$$

Теоретический объем двухатомных газов находим по уравнению (III.22):

$$V_{R_2}^{мин}=0{,}79\,V_0+0{,}01\,N_2=0{,}79\cdot9{,}5+0{,}01\cdot1{,}2=7{,}51\ м^3/м^3.$$

Теоретический объем водяных паров находим по уравнению (III.23):

$$V_{H_2O}^{мин}=0{,}01\left(H_2+H_2S+\Sigma\,\frac{n}{2}\,C_mH_n+0{,}124\,d_г\right)+0{,}016\,V_0=$$
$$=0{,}01\,(2\,CH_4+3\,C_2H_6+4\,C_3H_8+5\,C_4H_{10}+0{,}124\,d_г)+0{,}016\,V_0=$$
$$=0{,}01\,(2\cdot97{,}9+3\cdot0{,}5+4\cdot0{,}2+5\cdot0{,}1+0{,}124\cdot10)+0{,}016\cdot9{,}5=2{,}15\ м^3/м^3$$

Определяем объем избыточного воздуха для разных пунктов котельного агрегата по формуле (III.13):

а) при $\alpha_т=1{,}1-\Delta V=(\alpha_т-1)\quad V_0=(1{,}1-1)\,9{,}5=0{,}95\ м^3/м^3$;
б) при $\alpha_к=1{,}2-\Delta V=(\alpha_к-1)\quad V_0=(1{,}2-1)\,9{,}5=1{,}9\ м^3/м^3$;

в) при $\alpha_э^1=1{,}3-\Delta V=(\alpha_э^1-1)\quad V_0=(1{,}3-1)\,9{,}5=2{,}85\ м^3/м^3$;

г) при $\alpha_э''=1{,}4-\Delta V=(\alpha_э''-1)\quad V_0=(1{,}4-1)\,9{,}5=3{,}8\ м^3/м^3$.

Составляем табл. X.I (по образцу табл. III.I), в которую вносим все под-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица X.1

Состав и количество продуктов сгорания

Наименование величин в $м^3/м^3$	Формула для расчета	Коэффициент избытка воздуха			
		$\alpha_т = 1,1$	$\alpha_к = 1,2$	$\alpha'_э = 1,3$	$\alpha''_э = 1,4$
Теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания	$V_0 = 0,0476\ [0,5\,CO + 0,5\,H_2 + 1,5\,H_2S + \Sigma\left(m + \frac{n}{4}\right) C_m H_n + O_2]$	9,5	9,5	9,5	9,5
Величина ($\alpha = 1$)	$(\alpha - 1)$	0,1	0,2	0,3	0,4
Объем избыточного воздуха	$\Delta V = (\alpha - 1)\,V_0$	0,95	1,9	2,85	3,8
Избыточный объем водяных паров	$[0,016\,(\alpha - 1)\,V_0]$	0,015	0,03	0,045	0,061
Теоретический объем: трехатомных газов	$V_{RO_2} = 0,01\,(CO_2 + CO + H_2S + \Sigma_m C_m H_n)$	1	1	1	1
двухатомных »	$V_{R_2}^{мин} = 0,79 + 0,01\,N_2$	7,51	7,51	7,51	7,51
водяных паров	$V_{H_2O}^{мин} = 0,01\,(H_2 + H_2S + \Sigma \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124\,d_г) + 0,016\,V_0$	2,15	2,15	2,15	2,15
Действительный объем: сухих газов	$V_{с.г} = V_{RO_2} + V_{R_2}^{мин} + \Delta V$	9,46	10,41	11,36	12,31
водяных паров	$V_{H_2O} = V_{H_2O}^{мин} + [0,016\,(\alpha - 1)\,V_0]$	2,17	2,18	2,2	2,21
Общий объем дымовых газов	$\Sigma V = V_{с.г} + V_{H_2O}$	11,63	12,59	13,56	14,52
Объемная доля: трехатомных газов	$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{\Sigma V}$	0,086	0,079	0,074	0,069
водяных паров	$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{\Sigma V}$	0,187	0,174	0,162	0,152
Общая объемная доля трехатомных газов	$r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,273	0,253	0,236	0,221
Температура точки росы в °C	$t_{т.р} = f\,(P_{H_2O})$	58,9	56,5	55,3	53,5

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица X.2

Теплосодержание продуктов сгорания в зависимости от значений температур и коэффициентов избытка воздуха

Температура газов в °С	Трехатомные газы			Двухатомные газы			Водяные пары			Избыточный воздух				
	V_{RO_2}	c_{RO_2}	$V_{RO_2} c_{RO_2}$	$V^{мин}_{R_2}$	c_{R_2}	$V^{мин} c_{R_2}$	$V^{мин}_{H_2O}$	c_{H_2O}	$V^{мин} c_{H_2O}$	ΔV	$c_{в.в}$	$\Delta V c_{в.в}$	$\Sigma V c$	Теплосодержание продуктов сгорания $(\Sigma V c)\vartheta$
При $\alpha_т = 1{,}1$														
2000	1	0,582	0,582	7,51	0,3545	2,6	2,15	0,4689	1	0,95	0,3661	0,35	4,53	9060
800	1	0,511	0,511	7,51	0,3266	2,47	2,15	0,3985	0,85	0,95	0,3371	0,32	4,15	3330
При $\alpha_к = 1{,}2$														
1000	1	0,5288	0,529	7,51	0,3325	2,5	2,15	0,4115	0,885	1,9	0,3433	0,65	4,56	4560
400	1	0,4608	0,461	7,51	0,3146	2,36	2,15	0,3739	0,805	1,9	0,3235	0,61	4,22	1690
При $\alpha'_э = 1{,}3$														
500	1	0,4769	0,477	7,51	0,3173	2,39	2,15	0,3796	0,81	2,85	0,3268	0,93	4,6	2300
200	1	0,429	0,429	7,51	0,3106	2,34	2,15	0,3635	0,78	2,85	0,3181	0,91	4,46	900
При $\alpha''_э = 1{,}4$														
300	1	0,4469	0,447	7,51	0,3122	2,36	2,15	0,3684	0,79	3,8	0,3206	1,22	4,82	1450
100	1	0,4092	0,409	7,51	0,3096	2,33	2,15	0,3596	0,77	3,8	0,3163	1,2	4,71	471

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

считанные величины, а также значения объемных долей газов, находящихся в продуктах сгорания.

Для подсчета величин теплосодержаний дымовых газов и воздуха в отдельных газоходах котельного агрегата и для построения I—ϑ-диаграммы задаемся следующими температурами дымовых газов и воздуха:

при коэффициенте воздуха $\alpha_т = 1{,}1$

$$\vartheta = 2000 \text{ и } 800\,°C;$$

при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_к = 1{,}2$

$$\vartheta = 1000 \text{ и } 400\,°C;$$

при коэффициенте избытка воздуха $\alpha'_э = 1{,}3$

$$\vartheta = 500 \text{ и } 200\,°C;$$

при коэффициенте избытка воздуха $\alpha''_э = 1{,}4$

$$\vartheta = 300 \text{ и } 100\,°C.$$

Температуру воздуха в котельной принимаем $t_в = 30°C$.

Подсчет производим по уравнению (III.26), а все получаемые результаты сводим в табл. X.2 по образцу табл. III.3. Значения теплоемкостей берем из табл. III.2. По полученным значениям строим I—ϑ-диаграмму (рис. X.1).

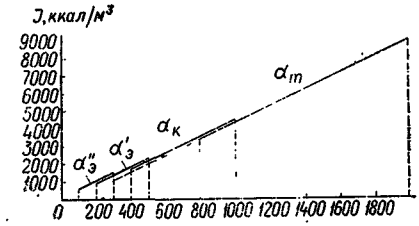


Рис. X.1. I—ϑ-диаграмма для природного газа

Основные характеристики воды и пара. В соответствии с заданием абсолютное давление в барабане котла составляет $P = 14$ *ата*, температура питательной воды — $t_{п.в} = 100°C$, процент продувки — $P_{пр} = 3\%$.

Для этих условий определяем полное тепловосприятие воды и пара в котельном агрегате, отнесенное к 1 *кг* насыщенного пара:

$$\Delta i = (i_н - i_{п.в}) + \frac{P_{пр}}{100}(i_{к.в} - i_{п.в}) =$$

$$= (666{,}2 - 100{,}4) + \frac{3}{100}(197{,}3 - 100{,}4) = 568{,}7 \text{ ккал/кг},$$

где $i_н$ — энтальпия насыщенного пара;

$i_{к.в}$ — энтальпия котловой воды;

$i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды.

Все значения взяты по табл. III.4.

Составление баланса тепла котельного агрегата. Температуру уходящих газов (см. § 21 гл. III) принимаем равной $\vartheta_{ух} = 140°C$, тогда потеря тепла с уходящими газами определяется по уравнениям (III.5) и (III.7). Значение $(\Sigma Vc)\,\vartheta_{ух}$ берется из I — ϑ-диаграммы (см. рис. X.1) при

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

значении коэффициента избытка воздуха, равном $\alpha''_э = 1{,}4$. Для данного случая при $\vartheta_{ух} = 140°C$

$$(\Sigma V c)\,\vartheta_{ух} = 668 \text{ ккал/м}^3.$$

Теплосодержание поступающего воздуха [уравнение (III.7)]

$$Q_в = \alpha''_э V_0 c_в t_в = 1{,}4 \cdot 9{,}5 \cdot 0{,}32 \cdot 30 = 128 \text{ ккал/м}^3;$$

следовательно,

$$q_2 = \frac{(\Sigma V c)\,\vartheta_{ух} - Q_в}{Q^р_н}\,100\% = \frac{668 - 128}{8520}\,100 = 6{,}3\%.$$

Величины потери тепла от химического и механического недожога берутся из табл. II.29:

$$q_3 = 1{,}5\%; \quad q_4 = 0.$$

Потеря тепла в окружающую среду принимается по графику рис. III.1 равной $q_5 = 1{,}5\%$, а величина коэффициента сохранения тепла — из уравнения (III.3)

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} = 1 - \frac{1{,}5}{100} = 0{,}985.$$

Таким образом, из уравнения (III.1′) величина коэффициента полезного действия котельной установки

$$= 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = 100 - (6{,}3 + 1{,}5 + 0 + 1{,}5 + 0) = 90{,}7\%.$$

Определение расхода топлива. Расчетный часовой расход топлива определяют из уравнения (III.39), так как поправка на механический недожог отсутствует:

$$B_р = \frac{D_{расч}\,\Delta i}{Q^р_н\,\eta}\,100 = \frac{15\,000 \cdot 568{,}7}{8520 \cdot 90{,}7}\,100 = 1100 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Тепловой расчет топки

1. *Определение площади ограждающих поверхностей топки.* В соответствии с типовой обмуровкой топки котла ДКВР-10, которая показана на рис. X.2, подсчитываем площади ограждающих ее поверхностей, включая поворотную камеру. Внутренняя ширина котла равна 2810 *мм*.

Боковых стен

$$F_{бок.ст} = 2\,[(2{,}4 \cdot 2) + (2{,}8 \cdot 1{,}6) + (3{,}4 \cdot 1{,}4) + (0{,}8 \cdot 1{,}5)] = 30{,}42 \text{ м}^2;$$

передней стены

$$F_{фр.ст} = 2{,}81 \cdot 5 = 14{,}2 \text{ м}^2;$$

задней стены

$$F_{зад.ст} = 2{,}81 \cdot 5{,}4 = 15{,}2 \text{ м}^2;$$

двух стен поворотной камеры

$$F_{ст.п.к} = 2\,(2{,}81 \cdot 1{,}5) = 8{,}4 \text{ м}^2;$$

потолка (включая поворотную камеру)

$$F_{пот} = 2{,}81 \cdot 3{,}2 = 9{,}8 \text{ м}^2;$$

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

пода топки и поворотной камеры

$$F_{под} = (2{,}81 \cdot 3{,}4) + (2{,}81 \cdot 0{,}8) = 9{,}6 + 2{,}25 = 11{,}85\ м^2;$$

таким образом, общая площадь ограждающих поверхностей

$$H_{ст} = F_{бок.ст} + F_{фр.ст} + F_{вад.ст} + F_{ст.п.к} + F_{пот} + F_{под} =$$
$$= 30{,}42 + 14{,}2 + 15{,}2 + 8{,}4 + 9 + 11{,}85 = 89\ м^2.$$

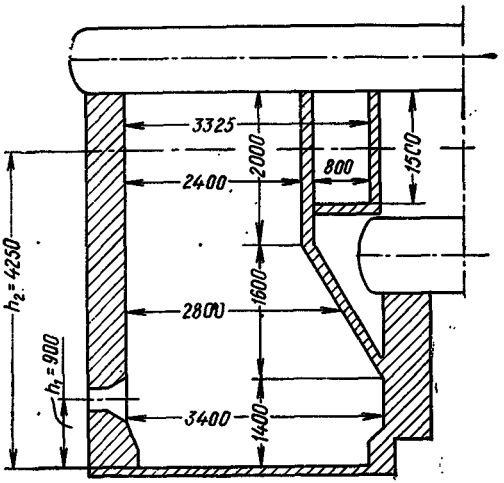


Рис. X.2. Схема топки котла ДКВР-10 и ее основные размеры

2. *Определение лучевоспринимающей поверхности нагрева топки.* Все необходимые данные для получения отдельных лучевоспринимающих поверхностей нагрева [см. уравнение (IV.19)] располагаем в табл. X.3.

Таблица X.3

Основные данные по определению лучевоспринимающей поверхности нагрева

Экраны	Освещенная длина труб экрана l, *мм*	Расстояние между осями крайних труб экрана b, *мм*	Площадь стены покрытия экраном $F_{пл}$, *м²*	Диаметр экранных труб d, *мм*	Шаг экранных труб S, *мм*	Расстояние оси трубы до стены e, *мм*	Относительный шаг экранных труб S/d	Относительное расстояние от оси трубы до стены e/d	Угловой коэффициент экрана (см. рис. IV.3)		Лучевоспринимающая поверхность нагрева $H_л$, *м²*
									кривая	значение	
Боковые . .	4800	2600×2	25	51	130	40	2,55	0,79	2	0,78	19,5
Передние .	2400	2470	5,95	51	130	40	2,55	0,79	2	0,78	4,65
Задние . .	4600	2470	11,3	51	130	40	2,55	0,79	2	0,78	8,8
Первый ряд котельного пучка . .	2400	1900	4,55	51	110	30	2,17	0,59	3	0,79	3,6

Общую лучевоспринимающую поверхность нагрева топки определяют как сумму отдельных составляющих

$$H_л = H_л^{б.э} + H_л^{п.э} + H_л^{з.э} + H_л' = 19{,}5 + 4{,}65 + 8{,}8 + 3{,}6 = 37\ м^2.$$

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

3. *Расчет теплообмена в топке.* Полезное тепловыделение в топке подсчитывают по уравнению (IV.I):

$$Q_m = (\Sigma V c)\,\vartheta_{т.г} = I_{т.г} = Q_н^р \frac{100 - q_3}{100} + Q_в =$$

$$= 8520\,\frac{100 - 1{,}5}{100} + 1{,}1 \cdot 9{,}5 \cdot 0{,}32 \cdot 30 = 8300 + 100 = 8400 \text{ ккал/нм}^3,$$

где тепло с вносимым в топку воздухом определено при значении коэффициента избытка воздуха $\alpha_т = 1{,}1$.

На I—ϑ-диаграмме по прямой, построенной при значении коэффициента избытка воздуха $\alpha_т = 1{,}1$, при найденном теплосодержании $I_{т.г} = \vartheta_{т.г}(\Sigma Vc) = 8400$ *ккал/м*^{3} находим температуру горения $\vartheta_{т.г} = 1860°C$.

Для определения температуры на выходе из топки составляем табл. X.4, в которую и помещаем все необходимые величины, включая конструктивные характеристики топки.

Таблица X.4

Расчет температуры газов на выходе из топки

Наименование величин	Условные обозначения	Расчетные формулы или основания	Расчетные данные	Результаты
Площадь боковых ограждающих поверхностей топки с одной ее стороны в *м*^{2}	$\frac{F_{бок.ст}}{2}$	Рис. X.3	$\frac{30{,}42}{2}$	15,21
Объем топочного пространства в *м*^{3}	$V_т$	$\frac{F_{бок.ст}}{2}\,b$ (ширина котла)	15,21×2,81	43
Общая площадь ограждающих поверхностей и *м*^{2}	$H_{ст}$	Рис. X.3	—	89
Эффективная толщина излучающего слоя и *м*	S	Уравнение (IV.15); $3{,}6\,\frac{V_т}{H_{ст}}$	$3{,}6\,\frac{43}{89}$	1,75
Лучевоспринимающая поверхность нагрева в *м*^{2}	$H_л$	Табл. X.3	—	37
Степень экранирования топки	ψ	Уравнение (IV.17); $\psi = \frac{H_л}{H_{ст}}$	$\frac{37}{89}$	0,415
Положение максимума температур	X	Уравнение (IV.7); рис. X.3; $X = \frac{h_1}{h_2}$	$\frac{0{,}9}{4{,}25}$	0,21
Значение коэффициента	m	Табл. IV.2	—	0
Суммарная поглощательная способность трехатомных газов в *м-ата*	$P_п S$	Табл. X.1; $r_п s$	0,273×1,75	0,48

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Наименование величин	Условные обозначения	Расчетные формулы или основания	Расчетные данные	Результаты
Температура газов на выходе из топки в °С . .	$\vartheta''_т$	Принимается с последующим уточнением—1050	—	—
Значение коэффициента ослабления лучей трехатомными газами . . .	$k_г$	Рис. IV.1	—	0,8
То же, топочной средой	k	Уравнение (IV.13); $K = k_г r_п$	0,8×0,273	0,22
Сила поглощения запыленным потоком газов	kpS	$P = 1$ *ата*; $k_г r_п s$	0,80×0,273××1,75	0,385
Степень черноты несветящейся части пламени	$a_{нс}$	Уравнение (IV.11); номограмма рис. IV.2	—	0,32
Степень черноты факела	$a_ф$	Уравнение (IV.10); $a_ф = a_{нс}(1 - m)$	0,32 (1—0)	0,32
Значение условного коэффициента загрязнения лучевоспринимающей поверхности нагрева	ζ	—	—	0,8
Произведение	$\psi\zeta$	$\psi\zeta$	0,415×0,8	0,33
Теплонапряжение в топке на 1 $м^2$ ограждающих ее поверхностей в *ккал/м²·ч*	—	$\frac{B_р Q_т}{H_{ст}}$	$\frac{1100 \times 8400}{89}$	104 000
Постоянные величины расчетного коэффициента M	A, $Б$	—	$A = 0{,}52$; $B = 0{,}3$	—
Значение расчетного коэффициента M	M	Уравнение (IV.6); $M = A - БX$	0,52 — —0,3·0,21	0,46
Температура дымовых газов на выходе из топки $\vartheta''_т$, °С	—	Номограмма рис. IV.4	—	1 050
Теплосодержание дымовых газов на выходе из топки в *ккал/м³* . . .	$I''_т$	Диаграмма рис. X.1	—	4 500
Тепло, переданное излучением в топке, в *ккал/м³*	$Q_л$	Уравнение (IV.4)	0,985 (8400—4500)	3 850
Тепловое напряжение топочного объема в *ккал/м³·ч*	$\frac{Q}{V_т}$	$\frac{B_р Q^р_н}{V_т}$	$\frac{1100 \times 8523}{43}$	218 000

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Как видим, температура газов на выходе из топки оказалась равной предварительно принятой; не превышает допустимых норм и тепловое напряжение объема топочного пространства, следовательно, расчет теплообмена в топке произведен правильно.

Переходим к расчету первого газохода.

4. *Расчет первого газохода.* Определяем конструктивные характеристики газохода и помещаем их в табл. X.5. Для данной конструкции котла ширина газохода $a=1{,}6$ *м*, а высота $b=2{,}1$ *м*.

Таблица X.5

Основные конструктивные характеристики первого газохода

Наименование величин	Условные обозначения	Расчетные формулы		Результаты
		общий вид	числовые значения	
Поверхность нагрева в $м^2$	H_1	По чертежам		134
Число рядов труб:				
вдоль оси котла	z_1	—	—	16
поперек » »	z_2	—	—	22
Диаметр труб в *мм* . . .	$d_н$	—	—	$51\times2{,}5$
Расчетные шаги труб в *мм*:				
продольный	S_1	—	—	100
поперечный	S_2	—	—	110
Сечение для прохода газов в $м^2$	F_I	$ab-z_1bd_н$	$(1{,}6\times2{,}1-16\times\times2{,}1\times0{,}051)$	1,71
Эффективная толщина излучающего слоя в *м*	S_I	$(1{,}87\frac{S_1+S_2}{d}-4{,}1)$	$(1{,}87\frac{100+110}{51}-4{,}1)\,0{,}051$	0,184

Задаемся двумя значениями температуры дымовых газов на выходе из первого газохода $\vartheta''_I=500°C$ и $\vartheta''_I=300°C$ и проводим для этих значений температур два параллельных расчета. Все необходимые расчетные операции располагаем в табл. X.6. Расчет первого газохода производим при $\alpha_т=1{,}1$. Приращением значения коэффициента избытка воздуха пренебрегаем, т. е. $\Delta I_в=0$.

По значениям $Q_б$ и $Q_т$ строим вспомогательный график (рис. X.3), подобный приведенному на рис. IV.9, и определяем температуру газов на выходе из первого газохода. Эта температура, равная $\vartheta''_I=460°C$, является и температурой дымовых газов при входе во второй газоход, т. е. $\vartheta''_I=\vartheta'_{II}$.

5. *Расчет второго газохода.* Определяем конструктивные характеристики газохода, значения которых помещаем в табл. X.7.

Для данного газохода его ширина $a=1{,}075$ *м*, а высота $b=2{,}1$ *м*.

Расчет второго газохода производим при значении коэффициента избытка воздуха $\alpha_к=1{,}2$. Тепло с присосанным в газоход воздухом принимаем

$$\Delta I_в=(\alpha_к-\alpha_т)\,V_0\,c_в\,t_в=(1{,}2-1{,}1)\,9{,}5\cdot0{,}32\cdot30=10\ ккал/м^3.$$

Снова задаемся двумя произвольными значениями температур дымовых газов, но уже на выходе из второго газохода, принимая их, допустим, $\vartheta''_{II}=400°C$ и $\vartheta''_{II}=200°C$; в остальном расчет аналогичен предыдущему (табл. X.8).

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица X6

Тепловой расчет первого газохода

Наименование величин	Условные обозначения	Расчетные формулы: общий вид	Расчетные формулы: числовые значения	Результаты при ϑ_I'': 500°C	Результаты при ϑ_I'': 300 C
Температура дымовых газов перед первым газоходом в °C . .	ϑ_I'	Из расчета топки	Табл. X.4	1050	1050
Теплосодержание дымовых газов перед первым газоходом в *ккал/м*³	I_I''	Диаграмма $I-\vartheta$	Рис. X.1	4500	4500
Температура дымовых газов за первым газоходом в °C . . .	ϑ_I''	Задаемся	—	500	300
Теплосодержание дымовых газов за первым газоходом в °C	—	Используем $I-\vartheta$-диаграмму и табл. X.2	Рис. X.1	2000	1180
Тепловосприятие первого газохода по уравнению теплового баланса в *ккал/ч*	$Q_б$	Уравнение (IV.24); $\varphi B_р (I_I' - I_I'' + \Delta I_в)$	$0{,}985\times1100\times(4500-2000+0)$ $0{,}985\times1100\times(4500-1180+0)$	$2{,}7\times10^6$	— $3{,}6\times10^6$
Средний температурный напор в °C . .	$\Delta t_{ср}$	$\dfrac{\vartheta_I' - \vartheta_I''}{\ln\dfrac{\vartheta_I' - t_н}{\vartheta_I'' - t_н}}$	$\dfrac{1050-\vartheta_I'}{\ln\dfrac{1050-194{,}1}{\vartheta_I''-194{,}1}}$		

Электронная библиотека http: tgv.khs

Наименование величин	Условные обозначения	Расчетные формулы			
		общий вид	числовые значения		300°С
Средняя температура дымовых газов в °С	$\vartheta_{ср}$	Уравнение (IV.26); $\frac{\vartheta_I' + \vartheta_I''}{2}$	$\frac{1050 + \vartheta_I''}{2}$	775	675
Средняя скорость дымовых газов в *м/сек*	$w_{ср}$	$\frac{B_р \Sigma V (\vartheta_{ср} + 273)}{3600 F_I \times 273}$ Уравнение (IV.37)	$\frac{1100 \times 11,63 (\vartheta_{ср} + 273)}{3600 \times 1,71 \times 273}$	8,1	7,25
Значение коэффициента теплоотдачи конвекцией в *ккал/м²·ч××град*	$\alpha_к$	Номограмма рис. IV.5; $c_z c_{ср} \alpha_н$	$1 \times 1,04 \times 48$; $1 \times 1,04 \times 44$	50	47
Суммарная поглощательная способность трехатомных газов в *м-ата*	$p_n s$	$r_п s_I$ (табл. X.1 и X.5)	$0,273 \times 0,184$	0,05	0,05
Значение коэффициента ослабления лучей трехатомными газами	$k_г$	Номограмма рис. IV.1	—	2,9	3,1
Суммарная сила поглощения газовым потоком в *м-ата* . .	$k p_п s$	Уравнение (IV.13); $k_г r_п^{т} s_I$	$2,9 \times 0,05$; $3,1 \times 0,05$	0,145	0,155
Степень черноты газового потока . . .	a	Рис. IV.2		0,135	0,145

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Наименование величин	Условные обозначения	Расчетные формулы: общий вид	Расчетные формулы: числовые значения	Результаты при ϑ_I'': 500°C	Результаты при ϑ_I'': 300°C
Значение коэффициента загрязнения поверхности нагрева в *м²·ч·град/ккал*	ε	Табл. IV.3	—	0,005	0,005
Температура наружной поверхности загрязненной стенки в *град*	$t_{ст}$	Уравнение (IV.41); $t_н + \varepsilon \frac{Q_б}{H_I}$	$194,1 + 0,005 \frac{Q_б}{134}$	294	331
Значение коэффициента теплоотдачи излучением незапыленного потока в *ккал/м²·ч·град*	$\alpha_л$	Номограмма рис. IV.8; $\alpha_н$ и $c_г$	$104 \times 0,135 \times 0,97$; $87,5 \times 0,145 \times 0,97$	13,5	12,3
Значение коэффициента омывания газохода дымовыми газами	ω	Стр. 110	—	0,9	0,9
Значение коэффициента теплопередачи в первом газоходе в *ккал/м²·ч·град*	K_I	Уравнение (IV.27); $\frac{\omega \alpha_к + \alpha_л}{1 + \varepsilon (\omega \alpha_к + \alpha_л)}$	—	45	33
Тепловосприятие первого газохода по уравнению теплопередачи в *ккал/ч*	$Q_т$	Уравнение (IV.23); $K_I H_I \Delta t_{ср}$	$45 \times 134 \times 775$; $3[illegible] \times 134 \times 675$	$3,2 \times 10^6$	$1,6 \times 10^6$

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица X.7

Основные конструктивные характеристики второго газохода

Наименование величин	Условные обозначения	Расчетные формулы		Результат
		общий вид	числовые значения	
Поверхность нагрева в $м^2$	$H_п$	По чертежам		93
Число рядов труб:				
вдоль оси котла	z_1	—		11
поперек » »	z_2	—		22
Диаметр труб в *мм* . .	$d_н$			$51 \times 2,5$
Расчетные шаги труб в *мм*:				
продольный	S_1	—		100
поперечный	S_2	—		110
Сечение для прохода газов в $м^2$	F_{II}	$ab - z_1 b d_н$	$1,075 \times 2,1 - 11 \times \times 2,1 \times 0,051$	1,08
Эффективная толщина излучающего слоя в *м*	S_{II}	$(1,87 \frac{S_1+S_2}{d} - 4,1)\, d_н$	$(1,87 \frac{100+110}{51} - 4,1)\, 0,051$	0,184

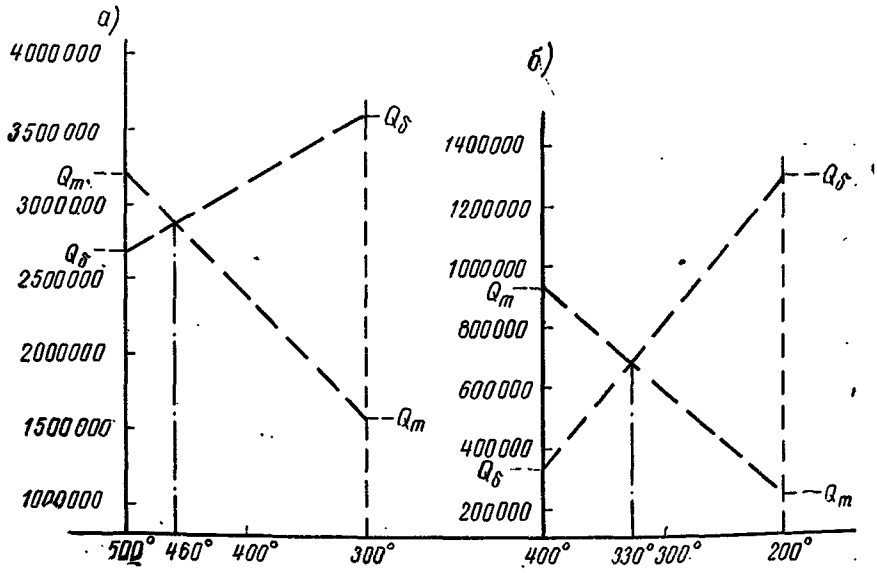


Рис. X.3. Вспомогательные графики по определению температур газов
а — после первого газохода; *б* — после второго газохода

При построении графика (рис. X.3) по полученным значениям $Q_б$ и $Q_т$ температура дымовых газов за вторым газоходом определится равной $\vartheta''_I = 330°C$.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица X.8

Тепловой расчет второго газохода

Наименование величин	Условные обозначения	Расчетные формулы или основание		Результаты при ϑ''_{II}	
		общий вид	числовые значения	400°C	200°C
Температура дымовых газов перед вторым газоходом в °C	ϑ'_{II}	Из расчета первого газохода	—	460	460
Теплосодержание дымовых газов перед вторым газоходом в *ккал/м³*	I'_{II}	I—ϑ-диаграмма (см. рис. X.1)	—	2 000	2 000
Температура дымовых газов после второго газохода в °C	ϑ''_{II}	Задаемся	—	400	200
Теплосодержание дымовых газов после второго газохода в *ккал/м³*	I''_{II}	I—ϑ-диаграмма (см. рис. X.1)	—	1 700	800
Тепловосприятие второго газохода по уравнению теплового баланса в *ккал/ч*	$Q_б$	Уравнение (IV.24); $\varphi B_р (I'_{II} - I''_{II} + \Delta I_в)$	$0{,}985 \times 1100\,(2000 - 1700 + 10)$ $0{,}985 \times 1100\,(2000 - 800 + 10)$	— 335 000	— 1 310 500
Средний температурный напор в °C	$\Delta t_{ср}$	$\dfrac{\vartheta'_{II} - \vartheta''_{II}}{\ln \dfrac{\vartheta'_{II} - t_н}{\vartheta''_{II} - t_н}}$	$\dfrac{460 - \vartheta''_{II}}{\ln \dfrac{460 - 194{,}1}{\vartheta''_{II} - 194{,}1}}$	238	68,5

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Продолжение табл. X.8

Наименование величин	Условные обозначения	Расчетные формулы или основание		Результаты при ϑ''_{II}	
		общий вид	числовые значения	400°C	200°C
Средняя температура дымовых газов в °C	$\vartheta_{ср}$	$\frac{\vartheta'_{II}+\vartheta''_{II}}{2}$	$\frac{460+400}{2}$; $\frac{460+200}{2}$	430	330
Средняя скорость дымомых газов в *м/сек*	$w_{ср}$	$\frac{B\Sigma V(\vartheta_{ср}+273)}{3600\,F_{II}\times 273}$	$\frac{1100\times 12{,}59\,(430+273)}{3600\times 1{,}08\times 273}$	9,25	—
		Уравнение (IV.37)	$\frac{1100\times 12{,}59\,(330+273)}{3600\times 1{,}08\times 273}$	—	8
Значение коэффициента теплоотдачи конвекцией в *ккал/м²·ч·град*	$\alpha_к$	Рис. IV.5 $c_z\,c_{ср}\,\alpha_н$	$0{,}99\times 1{,}06\times 50$ $0{,}99\times 1{,}07\times 45{,}5$	52,5 —	— 48,5
Суммарная поглощательная способность трехатомных газов в *м-ата*	$p_п s$	$r_n s_{II}$ (табл. X.7)	$0{,}253\times 0{,}184$	0,047	0,047
Величина коэффициента ослабления лучей трехатомными газами	$k_г$	Рис. IV.1	—	3,6	3,75
Суммарная сила поглощения газовым потоком в *м-ата* . .	$k\,p_п\,s$	Уравнение (IV.13); $k_г\,r_n\,s_{II}$	$3{,}6\times 0{,}047$ $3{,}75\times 0{,}047$	— 0,17	— 0,176
Степень черноты газового потока . . .	a	Рис. IV.2	—	0,155	0,165
Значение коэффициента загрязнения поверхности нагрева в *м²·ч·град/ккал* . .	ε	Табл. IV.3	—	0,005	0,005

Электронная библиотека http: tgy.kbstu.ru

Наименование величин	Условные обозначения	Расчетные формулы или основание		Результаты при ϑ''_{II}	
		общий вид	числовые значения	400°C	200°C
Температура наружной поверхности загрязненной стенки в °C	$t_{ст}$	Уравнение (IV.41)	$194{,}1 + 0{,}005\,\frac{335\,000}{93}$	212	—
		$t_н + \varepsilon + \frac{Q_б}{H_{II}}$	$194{,}1 + 0{,}005\,\frac{1\,310\,500}{93}$	—	264
Значение коэффициента теплоотдачи излучением незапыленного потока в *ккал/м²×ч·град*	$\alpha_л$	Рис. IV.8	$40\times0{,}155\times0{,}95$	5,9	—
		$\alpha_и\, a\, c_г$	$34\times0{,}165\times0{,}95$	—	5,35
Значение коэффициента омывания газохода дымовыми газами	ω	Стр. 110	—	0,9	0,9
Значение коэффициента теплопередачи во втором газоходе в *ккал/м²·ч·град* . .	K_{II}	$\frac{\omega\,\alpha_к + \alpha_л}{1 + \varepsilon\,(\omega\,\alpha_к + \alpha_л)}$	$\frac{0{,}9\times52{,}5 + 5{,}9}{1 + 0{,}005\,(0{,}9\times52{,}5 + 5{,}9)}$	42	—
			$\frac{0{,}9\times48{,}5 + 5{,}35}{1 + 0{,}005\,(0{,}9\times48{,}5 + 5{,}35)}$	—	39
Тепловосприятие второго газохода по уравнению теплопередачи в *ккал/ч* . .	$Q_т$	Уравнение (IV.23); $K_{II}\,H_{II}\,\Delta t_{ср}$	$42\times93\times238$	930 000	—
			$39\times93\times68{,}5$		248 000

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица X.9

Расчет водяного экономайзера

Наименование величин	Условные обозначения	Расчетные формулы или основание: общий вид	Расчетные формулы или основание: числовое значение	Результат
Температура дымовых газов перед экономайзером в °С	$\vartheta'_э$	Уравнение (III.30); $\frac{\vartheta_к \alpha_к + t_в (\alpha'_э - \alpha_к)}{\alpha'_э}$	$\frac{330 \times 1,2 + 30 (1,3 - 1,2)}{1,3}$	305
Теплосодержание дымовых газов перед экономайзером в *ккал/м*³	$I'_э$	$I - \vartheta$-диаграмма (см. рис. X.1)	—	1 400
Температура дымовых газов после экономайзера в °С	$\vartheta''_э = \vartheta_{ух}$	Была принята	—	140
Теплосодержание дымовых газов после экономайзера в *ккал/м*³	$I''_э$	$I - \vartheta$-диаграмма	—	700
Тепловоспринятие в водяном экономайзере в *ккал/ч*	$Q_э$	Уравнение (IV.24); $\varphi B_р (I'_э - I''_э + \Delta I_в)$	$1100 \times 0,985 (1400 - 700 + 0,1 \times 9,5 \times \times 0,32 \times 30)$	765 000
Количество питательной воды, проходящей через экономайзер, в *л/ч*	$D_э$	По заданию	—	15 000
Температура питательной воды перед экономайзером в °С . .	$t'_э$	То же	—	100
Температура воды на выходе из экономайзера в °С	$t''_э$	Уравнение (IV.46); $t''_э = \frac{Q_э}{D_э} + t'_э$	$\frac{765\,000}{15\,000} + 100$	151

Электронная библиотека http: lgv.khstu.ru

Перепад температур между температурой насыщения и температурой воды на выходе из экономайзера в °С	—	Уравнение (III.27); $t_и - t''_э \geqslant 40$	194—151	43
Средний температурный напор в °С	$\Delta t_{ср}$	Уравнение (IV.48) $\frac{\vartheta'_э + \vartheta''_э}{2} - \frac{t''_э + t''_э}{2}$	$\frac{305 + 140}{2} - \frac{100 + 151}{2}$	97
Средняя температура дымовых газов в °С	$\vartheta_{ср}$	$\frac{\vartheta'_э + \vartheta''_э}{2}$	$\frac{305 + 140}{2}$	225,5
Средняя скорость дымовых газов в экономайзере в *м/сек*	$w_{ср}$	Уравнение (IV.37); табл. X.I $\frac{B_р \left[\Sigma V'_г (\vartheta'_э + 273) + \Sigma V''_г (\vartheta''_э + 273)\right]}{F_э\, 2 \cdot 273 \cdot 3600}$	$\frac{1100\,[13{,}56\,(305 + 273) + 14{,}52\,(140 + 273)]}{1{,}20 \cdot 2 \cdot 273 \cdot 3600}$	6,5
Коэффициент теплопередачи в *ккал/м²·ч·град*	$k_э$	Номограмма рис. IV.18 $k_и c_v$	$16 \cdot 1{,}02$	16,3
Расчетная поверхность нагрева экономайзера в *м²*	$H_э$	Уравнение (IV.23) $H_э = \frac{Q_э}{k_э\, \Delta t_{ср}}$	$\frac{765\,000}{16{,}3 \cdot 97}$	485
Число труб в ряду в шт.	m	Было принято		10
Число горизонтальных рядов в шт.	n	$\frac{H_э}{h_э\, m}$	$\frac{485}{2{,}95 \cdot 10}$	16,5

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

6. *Расчет водяного экономайзера.* К установке приняты водяные индивидуальные экономайзеры системы ВТИ, конструктивные характеристики которых приведены в табл. IV.6. Число труб в горизонтальном ряду для индивидуальных экономайзеров, устанавливаемых под котлами ДКВР-10, берем (по рис. IV.15) равным 10; тогда живое сечение для прохода дымовых газов будет равно: $F_{эк}=0{,}12\cdot10=1{,}2$ $м^2$.

Остальные расчетные данные помещаем в табл. X.9. К установке принимаем экономайзер, приведенный на рис. IV.15, состоящий из 16 горизонтальных рядов общей поверхностью нагрева $H_э=472$ $м^2$.

§ 59. Аэродинамический расчет котельного агрегата

Аэродинамический расчет выполняется для котельного агрегата, рассмотренного в примере в § 58, т. е. для котла ДКВР-10-13, работающего на газообразном топливе, и с 150%-ной нагрузкой номинальной, т. е. паропроизводительностью 15 *т/ч*. Все необходимые для аэродинамического расчета данные берем из приведенного теплового расчета и по указаниям гл. V. Результаты расчета представлены в приводимой табл. X.10.

§ 60. Выбор схемы водоподготовки и расчет ее основного оборудования

Водоподготовка предназначена для котельной, оборудованной паровыми котлами ДКВР, и должна восполнять потери пара и конденсата, связанные с технологией обслуживаемого производства и эксплуатацией котельной. Исходными данными являются:

1. Производительность котельной, равная $D=30$ *т/ч* при давлении $P=14$ *ата*.

2. Конденсат, возвращаемый с производства в количестве 85% при температуре 95°С, имеет следующую характеристику:

щелочность . . . . . $Щ_{кон}=0{,}1$ *мг-экв/кг*
сухой остаток . . . . . $S_{кон}=10$ *мг/кг*
общая жесткость . . . . . $Ж_{кон}=0$

3. Исходная вода, восполняющая потери конденсата, поступает из водопровода в количестве 15% общего количества питательной воды:

общая жесткость . . . . $Ж_{и.в}=Ж_{и.к}+Ж_к=0{,}5+3=3{,}5$ *мг-экв/кг*
сухой остаток . . . . . $S_{и.в}=600$ *мг/кг*
щелочность . . . . . $Щ_{и.в}=3$ *мг-экв/кг* (без анализов щелочность принимается эквивалентной карбонатной жесткости)

По приведенным характеристикам отдельных компонентов определяем характеристику смеси, т. е. питательной воды (см. VII.6 и VII.7):

общая жесткость питательной воды

$$Ж_{п.в}=Ж_{кон}\cdot0{,}85+Ж_{и.в}\cdot0{,}15=0\cdot0{,}85+3{,}5\cdot0{,}15=0{,}52 \text{ мг-экв/кг};$$

сухой остаток питательной воды

$$S_{п.в}=S_{кон}\cdot0{,}85+S_{п.в}\cdot0{,}15=10\cdot0{,}85+600\cdot0{,}15=8{,}5+90=98{,}5 \text{ мг/кг}$$

щелочность питательной воды.

$$Щ_{п.в}=Щ_{кон}\cdot0{,}85+Щ_{и.в}\cdot0{,}15=0{,}1\cdot0{,}85+3\cdot0{,}15=0{,}085+0{,}45=0{,}535 \text{ мг-экв/кг}.$$

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Таблица X.10

Аэродинамический расчет котельного агрегата

Наименование величин	Обозначение	Расчетная формула или основание	Результат
		А. Сопротивление первого газохода	
Относительный продольный шаг труб	$\frac{S_1}{d}$	По конструктивным и расчетным данным	$\frac{100}{51} = 1{,}96$
Относительный поперечный шаг труб	$\frac{S_2}{d}$	То же	$\frac{110}{51} = 2{,}13$
Средняя скорость газов в газоходе в *м/сек*	$w_{ср}$	По тепловому расчету	8
Средняя температура газов в °С	$\vartheta_{ср}$	То же	750
Число рядов труб в глубину пучка по ходу газов	z_1		22
Значение коэффициента сопротивления:		По графику рис. V.2 при $\frac{s_1}{d} < \frac{s_2}{d}$	
одного ряда коридорного пучка	ζ_0	$\zeta_0 = c_s \zeta_{гр}$	$0{,}62 \cdot 0{,}5 = 0{,}31$
всего пучка	$\zeta_к$	$\zeta_к = \zeta_0 z_1$	$0{,}31 \cdot 22 = 6{,}8$
Плотность газа при средней температуре в *кг/м³*	$\rho_{ср}$	$\rho \frac{273}{275 + \vartheta_{ср}}$	$1{,}34 \frac{273}{273 + 750} = 0{,}36$
Динамическое давление при средней скорости и средней плотности в *мм вод. ст.*	—	$\frac{w_{ср}^2 \rho_{ср}}{2g}$	$\frac{8^2 \cdot 0{,}36}{2 \cdot 9{,}81} = 1{,}17$
Сопротивление пучка труб первого газохода в *мм вод. ст.*	$\Delta h_{пуч}$	$\zeta_к \frac{w_{ср}^2 \rho_{ср}}{2g}$	$6{,}8 \cdot 1{,}17 = 7{,}9$

Электронная библиотека http: tgv.klstu.ru

Продолжение табл. X.10

Наименование величин	Обозначение	Расчетная формула или основание	Результат
Значение коэффициента сопротивления двух поворотов под 90° в первом газоходе	ζ	По данным гл. V	2
Сопротивление двух поворотов первого газохода в *мм вод. ст.*	$\Delta h_{пов}$	$\zeta \frac{w_{ср}^2 \rho_{ср}}{2g}$	$2 \cdot 1,17 = 2,34$
Сопротивление первого газохода	Δh_I	$\Delta h_{пуч} + \Delta h_{пов}$	$7,9 + 2,34 = 10,24$
Б. Сопротивление второго газохода			
Средняя скорость газов в газоходе в *м/сек*	$w_{ср}$	По тепловому расчету	8,5
Средняя температура газов в °С	$\vartheta_{ср}$	То же	350
Число рядов труб в глубину пучка по ходу газов	z_2		22
Значение коэффициента сопротивления:		По графику рис. V.2 при $\frac{s_1}{d} < \frac{s_2}{d}$	
одного ряда коридорного пучка	ζ_0	$\zeta_0 = c_s \zeta_{гр.}$	$0,62 \cdot 0,43 = 0,26$
всего пучка	$\zeta_к$	$\zeta_0 z_2$	$0,26 \cdot 22 = 5,7$
Плотность газа при средней температуре в *кг/м³*	—	$\rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta_{ср}}$	$1,34 \frac{273}{273 + 350} = 0,59$
Динамическое давление при средней скорости и средней плотности в *мм вод. ст.*	—	$\frac{w_{ср}^2 \rho_{ср}}{2g}$	$\frac{8,5^2 \cdot 0,59}{2 \cdot 9,81} = 2,17$
Сопротивление пучка труб второго газохода в *мм вод. ст.*	$\Delta h_{пуч}$	$\zeta_к \frac{w_{ср}^2 \rho_{ср}}{2g}$	$5,7 \cdot 2,17 = 12,5$

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Наименование величин	Обозначение	Расчетная формула или основание	Результат
Значение коэффициента сопротивления двух поворотов под 90° во втором газоходе	ζ	По данным гл. V	2
Сопротивление двух поворотов второго газохода в *мм вод. ст.* . .	$\Delta h_{пов}$	$\zeta \frac{w_{ср}^2 \rho_{ср}}{2g}$	$2 \cdot 2{,}17 = 4{,}34$
Сопротивление второго газохода в *мм вод. ст.*	Δh_{II}	$\Delta h_{пуч} + \Delta h_{пов}$	$12{,}5 + 4{,}34 = 16{,}85$
		В. Общее сопротивление котла	
Суммарное сопротивление двух газоходов в *мм вод. ст.*	—	$\Delta h_I + \Delta h_{II}$	$10{,}24 + 16{,}85 = 27$
Значение поправочного коэффициента, учитывающего камеру догорания	k	—	1,15
Общее сопротивление котла . . .	$\Delta h_к$	$k(\Delta h_I + \Delta h_{II})$	$1{,}15 \cdot 27 = 31$

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Обойтись без водоподготовки нельзя (см. § 45 и табл. VII.5). Проверяем возможность применения наиболее простой схемы докотловой водоподготовки, т. е. схемы натрий-катионирования. Как было сказано ранее, эта схема требует соблюдения определенных требований: 1) по величине продувки по сухому остатку; 2) по относительной щелочности котловой воды и 3) по содержанию углекислоты в паре.

Продувка котлов определяется по (VII.4) и данным табл. VII.4

$$П = \frac{100}{\frac{C_к}{C_п} - 1} = \frac{100}{\frac{3000}{98,5} - 1} = 3,50\% < 10\%;$$

величина относительной щелочности находится по формулам (VII.5), (VII.12) и (VII.13):

$$Щ_{о.к} = Щ_{о.х} = \frac{40\,Щ_х \cdot 100}{S_х} = \frac{40 \cdot 3 \cdot 100}{1,1 \cdot 600} = 18\% < 20\%.$$

Наконец, содержание углекислоты в паре определяем из формул (VII.18) и (VII.12):

$$CO_2 = 22\,Щ_х\,\alpha_х \cdot 1,7 = 22 \cdot 3 \cdot 0,15 \cdot 1,7 = 16,7\ мг/кг < 20\ мг/кг.$$

Следовательно, для данной котельной установки схема натрий-катионирования может быть принята. Однако, поскольку котлы ДКВР относятся к котлам экранированным, то для достижения нормативной жесткости питательной воды (0,02 *мл-экв/кг*) придется применить двухступенчатое натрий-катионирование.

Расчет фильтров. Общее количество устанавливаемых фильтров примем равным четырем, из которых два будут выполнять работу фильтров I ступени, один фильтр — работу фильтра II ступени и четвертый будет резервным для обеих ступеней.

Производительность химической водоподготовки с учетом продувки и собственных нужд ориентировочно примем равной:

$$D_{вод} = 1,2\,D\,(1 - \alpha_к) = 1,2 \cdot 30\,(1 - 0,85) = 5,5\ м^3/ч. \qquad (X.1)$$

В качестве катионита используем сульфоуголь с обменной способностью $E = 300$ *мг-экв/кг*. Число регенераций каждого фильтра не должно быть более трех в сутки (т. е. одного раза в смену). Высоту загрузки сульфоугля примем равной 2000 *мм*. Все устанавливаемые фильтры примем одного диаметра ($d = 700$ *мм*), тогда площадь фильтрации каждого будет

$$f_ф = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,7^2}{4} = 0,38\ м;$$

и скорость фильтрации в фильтрах I ступени будет равна:

$$w_I = \frac{5,5}{0,38 \cdot 2} = 7,25\ м/ч;$$

в фильтре II ступени

$$w_{II} = \frac{5,5}{0,38} = 14,5\ м/ч$$

и находиться в допустимых пределах.

После прохождения через фильтры I ступени вода практически снижает свою первоначальную жесткость до 0,2—0,1 *мг-экв/кг*, поэтому общее количество солей жесткости, поглощаемое в фильтрах I ступени, составит

$$A_I = (Ж_{об} - 0,2)\,D_{вод}\,24 = 3,3 \cdot 5,5 \cdot 24 \approx 440\ г\text{-}экв/сутки; \qquad (X.2)$$

объем сульфоугля в каждом фильтре

$$V = \frac{\pi d^2}{4} H_{сл} = \frac{3,14 \cdot 0,7^2}{4}\ 2 = 0,76\ м^3. \qquad (X.3)$$

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Число регенераций натрий-катионитовых фильтров I ступени в сутки будет

$$R_{\text{I}} = \frac{A_{\text{I}}}{VE} = \frac{440}{0{,}76 \cdot 300} \approx 2 \ \textit{рег/сутки}; \qquad (X.4)$$

каждого фильтра I ступени

$$R_{\text{ф}} = \frac{R_{\text{I}}}{n} = \frac{2}{2} = 1 \ \textit{рег/сутки}, \qquad (X.5)$$

т. е. межрегенерационный период равен:

$$T_{\text{I}} = \frac{n \cdot 24}{R_{\text{I}}} = \frac{2 \cdot 24}{2} = 24 \ \textit{ч}. \qquad (X.6)$$

Жесткость воды, поступающей на фильтры II ступени, была принята равной $Ж_{\text{об}} = 0{,}2$ *мг-экв/кг*, а ее содержание на выходе из фильтра считаем равным нулю; следовательно, количество солей жесткости, поглощаемое в фильтре II ступени, будет

$$A_{\text{II}} = Ж_{\text{об}} \, D_{\text{вод}} \cdot 24 = 0{,}2 \cdot 5{,}5 \cdot 24 = 26{,}5 \ \textit{г-экв/сутки};$$

число регенераций фильтров II ступени в сутки

$$R_{\text{II}} = \frac{A_{\text{II}}}{VE} = \frac{26{,}5}{0{,}76 \cdot 300} = 0{,}12 \ \textit{рег/сутки};$$

межрегенерационный период работы фильтра

$$T_{\text{II}} = \frac{n \cdot 24}{R_{\text{II}}} = \frac{1 \cdot 24}{0{,}12} = 200 \ \textit{ч},$$

т. е. регенерация фильтра II ступени должна производиться примерно раз в 8 дней.

Определение расхода соли, необходимого для регенерации. Расход соли на одну регенерацию определяем по формуле

$$G_{\text{c}} = \frac{a E V}{1000} \ \textit{кг/рег}, \qquad (X.7)$$

где a — удельный расход соли, принимается 200—235 *г/г-экв* обменной способности катионита. Остальные обозначения прежние.

Подставляя числовые значения, получаем

$$G_{\text{c}} = \frac{235 \cdot 300 \cdot 0{,}76}{1000} \approx 84 \ \textit{кг/рег}.$$

Объем 26%-ного раствора соли на одну регенерацию определим из формулы

$$V_{\text{c}} = \frac{G_{\text{c}} \cdot 100}{1000 \, \rho \, p} = \frac{84 \cdot 100}{1000 \cdot 1{,}2 \cdot 26} = 0{,}27 \ \textit{м}^3, \qquad (X.8)$$

где ρ — плотность раствора соли при $t = 20°C$;

p — содержание соли в растворе в %.

Расход технической соли в сутки найдется из выражения

$$G_{\text{сут}} = G_{\text{c}} (R_{\text{I}} + R_{\text{II}}) = 84 \ (2 + 0{,}12) = 178 \ \textit{кг/сутки}.$$

Расход соли на регенерацию фильтров в месяц

$$G_{\text{мес}} = \frac{178 \cdot 30}{1000} \approx 5{,}5 \ \textit{т}.$$

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Резервуар мокрого хранения соли принимаем из расчета месячного расхода с запасом в 50% согласно указаниям СНиП, т. е.

$$V_{рег} = 1,5\ G_{мес} = 1,5 \cdot 5,5 = 8,2\ м^3.$$

Устанавливаем железобетонный резервуар емкостью $V_{рег} = 9\ м^3$, размерами $1,5 \times 3 \times 2$ *м*. Емкость мерника раствора соли принимаем по расходу соли на регенерацию фильтров (X.7) с запасом в 30%, т. е.

$$V_{мер} = 1,3\ V_c = 1,3 \cdot 0,27 = 0,35\ м^3.$$

Высоту мерника желательно выполнять одинаковой с высотой резервуара хранения соли, т. е. в данном случае равной 1,5 *м*, а диаметр мерника определяется равным $d = 550$ *мм*.

§ 61. Расчет золоулавливающей установки

Предлагается выбрать тип золоулавливающей установки и определить количество и размеры ее элементов. Золоулавливающая установка предназначена для котельной, оборудованной тремя котлами типа ДКВР-6,5-13 и работающей на буром угле. Максимальный расход топлива под одним котлом $B_{макс} = 2100$ *кг/ч*; объем дымовых газов, приходящийся на 1 *кг* топлива при избытке воздуха $\alpha_{зол} = 1,75$, составляет $\Sigma V = 5,8\ м^3/кг$. Температура газов, входящих в золоуловитель, равна $\vartheta_{ух} = 200°C$. Компоновку золоуловителей выполнить поагрегатно.

1. Определяем часовой расход дымовых газов, очищаемых под каждым золоуловителем (IX.3):

$$V_{зол} = \frac{5,8 \cdot 2100\ (273 + 200)}{273 \cdot 3600} = 5,9\ м^3/сек, \quad или \quad 21\,200\ м^3/ч.$$

При подобном расходе дымовых газов целесообразнее принять к установке золоуловители типа блоков-циклонов. Для этих золоуловителей величину коэффициента аэродинамического сопротивления берем $\zeta = 115$.

2. Находим значение плотности дымовых газов при $\vartheta_{зол} = 200°C$ (IX.4):

$$\rho_{зол} = 1,34\ \frac{273}{273 + 200} = 0,77\ кг/м^3.$$

3. Задаемся аэродинамическим сопротивлением данного типа золоуловителя: $\Delta h_{зол} = 45$ *мм вод. ст.*, при этом устанавливаем, что

$$\frac{\Delta h_{зол}}{\rho_{зол}} = \frac{45}{0,77} = 58$$

находится в диапазоне рекомендуемых значений.

4. Определяем по выражению (IX.5) число элементов, входящих в блок-циклон, задаваясь диаметром корпуса каждого элемента $D = 650$ *мм*:

$$n = 0,336\ \frac{5,9}{0,65^2 \sqrt{\dfrac{45\left(1 + \dfrac{200}{273}\right)}{115}}} = 5;5;$$

следовательно, необходимо установить шесть элементов.

Проверив результаты по табл. IX.4, убеждаемся, что выбор произведен правильно и устанавливаемому золоуловителю соответствует типоразмер блоков 3×2—650. Компоновка этого золоуловителя показана на рис. IX.15.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

§ 62. Тепловая схема водогрейной котельной с непосредственным водоразбором на горячее водоснабжение

Котельная установка предназначена для отопления и горячего водоснабжения в количестве 75 *Гкал/ч* и оборудована тремя водогрейными котлами теплопроизводительностью по 25 *Гкал/ч* каждый. В качестве теплоносителя используется горячая вода с расчетными параметрами: в подающей магистрали $t_{гор}=150°C$; в обратной магистрали $t_{об}=70°C$.

Расход тепла на горячее водоснабжение составляет 20% общего расхода. Система горячего водоснабжения предусматривается с непосредственным водоразбором при температуре воды, равной 70°С.

Описание и расчет тепловой схемы. Тепловая схема водогрейной котельной показана на рис. X.4. Горячая вода на выходе из котлов *1* при всех режимах (зависящих от изменения наружной температуры воздуха) поддержи-

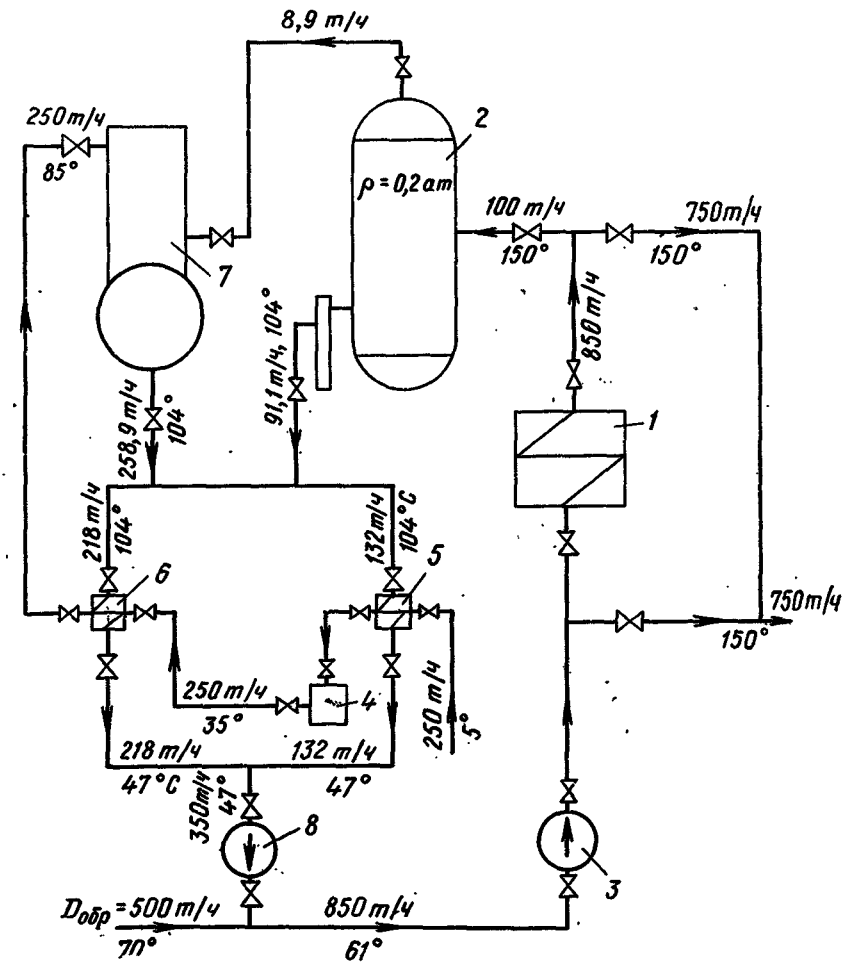


Рис. X.4. Тепловая схема водогрейной котельной с непосредственным водоразбором на горячее водоснабжение

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

вается равной 150°С. Это делается как для получения из этой воды в устанавливаемом расширителе-парообразователе *2* пара низкого давления ($P = 0{,}2 \div 0{,}3$ *ати*), используемого для термической деаэрации исходной воды, так и для уменьшения количества горячей воды, рециркулирующей для этой цели в контуре котельной. Температура воды в подающей магистрали регулируется в соответствии с изменением температуры наружного воздуха пропуском части воды после сетевых насосов *3* помимо водогрейных котлов. При температуре обратной воды в тепловой сети $t_{об} = 70°С$ водоразбор для горячего водоснабжения осуществляется из обратной магистрали; при понижении температуры воды в обратной магистрали происходит подмешивание горячей воды из подающей магистрали. При температуре наружного воздуха 0°С водоразбор осуществляется только из подающей магистрали. При дальнейшем повышении температуры наружного воздуха температура в подающей магистрали поддерживается не ниже 70°С.

Тепловой схемой предусмотрена подготовка воды, расходуемой на горячее водоснабжение $D_{гор.в}$, а также идущей на восполнение утечек из теплосети $D_{ут}$ (последняя принимается в 2% общего количества воды, циркулирующей в сети).

Количество тепла, расходуемое на горячее водоснабжение, по условию составляет 20% общего расхода, и, следовательно,

$$Q_{гор.\ в} = 0{,}2\ Q_{об} = 0{,}2 \cdot 75 = 15\ \ Гкал/ч;$$

тогда количество воды, расходуемое системой горячего водоснабжения:

$$D_{гор.\ в} = \frac{Q_{гор.\ в}}{(t_1 - t_2)\ 10^3} = \frac{15 \cdot 10^6}{(70 - 5)\ 10^3} = 230\ \ т/ч,$$

где $t_1 = 70°С$ — температура воды у потребителя;
$t_2 = 5°С$ — температура исходной воды;
количество воды, теряемое системой из-за утечек:

$$D_{ут} = \frac{Q_{об}}{(t_{гор} - t_{об})\ 10^3}\ 0{,}02 = \frac{75 \cdot 10^6}{(150 - 70)\ 10^3}\ 0{,}02 = 20\ \ т/ч.$$

Таким образом, общее количество исходной воды, подвергаемое обработке, составляет

$$D_{об} = D_{гор.\ в} + D_{ут} = 230 + 20 = 250\ \ т/ч.$$

Умягчение исходной воды предусматривается в катионитовых фильтрах, а концентрация агрессивных газов снижается, как уже указывалось, термической деаэрацией. Исходная вода из водопровода перед поступлением на химическую очистку *4* подогревается в теплообменниках поверхностного типа *5* до температуры 30—40°С для предохранения оборудования от возможной конденсации на нем водяных паров из воздуха. Пройдя водоподготовку, химически очищенная вода проходит вторую группу теплообменников *6*, в которых нагревается до температуры 80—85°С (обеспечивающей наилучшие условия для работы деаэратора), после чего поступает на деаэратор *7*.

Химически очищенная и исходная вода нагревается в теплообменниках за счет тепла деаэрированной воды и воды, отсепарированной в расширителе горячей воды. Охлажденная в теплообменниках деаэрированная вода и вода, отсепарированная в расширителе, поступает во всасывающую магистраль подпиточных насосов *8*. Подпиточные насосы, в свою очередь, подают воду во всасывающую магистраль циркуляционных насосов *9*, куда также поступает и обратная сетевая вода при температуре $t_{об}$, зависящей от температуры наружного воздуха.

Количество воды, определяемое из выражения

$$D_{макс} = D_{гор.\ в} + D_{ут} + D_{обр} + D_{рецир}\ \ т/ч,$$

направляется циркуляционными насосами в котел.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Из котла количество воды, равное

$$D_{сет} = D_{гор.\ в} + D_{ут} + D_{обр} \quad т/ч,$$

при температуре $t_{гор} = 150°C$ направляется в подающую магистраль теплосети, а вода в количестве $D_{рецир}$ при температуре $t_{гор} = 150°C$ циркулирует в системе котельной, подогревая и деаэрируя воду, поступающую из водопровода на восполнение потерь.

Количество воды, необходимое для рециркуляции в системе, определяется с учетом следующих соображений: а) тепло рециркулируемой воды должно быть достаточным для деаэрации добавочной воды; б) количество рециркулируемой воды должно быть минимальным, чтобы снизить мощность подпиточных насосов.

Приведенные на отдельных участках тепловой схемы (см. рис. X.4) значения расходов воды и ее температуры получены для расчетного зимнего периода. Часовой расход греющего пара для термического деаэратора определяется по уравнению теплового баланса

$$D_{пар}\ (i_н - i_в) = D_{вод}\ (i_2 - i_1), \qquad (X.9)$$

откуда

$$D_{пар} = \frac{D_{вод}\ (i_2 - i_1)}{(i_н - i_в)} = \frac{250\,000\ (104 - 85)}{(640 - 104)} = 8900\ кг/ч, \quad или \quad 8{,}9\ т/ч,$$

где $D_{вод}$ — расход нагреваемой воды в *кг/ч*;

i_2 и i_1 — энтальпии нагреваемой воды, принимаемые численно равными их температурам;

$i_н$ и $i_в$ — энтальпии пара и воды при данном давлении.

Количество испаряемой воды ($D_{рецир}$) для получения греющего пара в количестве 8900 *кг* определяется по уравнениям (X.10) и (X.11).

Сначала находится действительное количество пара, выделяющееся из 1 *кг* испаряемой воды:

$$g = \frac{i_1'\ \eta - i'}{x\ r}, \qquad (X.10)$$

где i_1' и i' — энтальпии поступающей и кипящей в расширителе воды (принимаемые численно равными их температурам);

η — коэффициент, учитывающий потери тепла в трубопроводах и расширителе ($\eta \approx 0{,}98$);

x — степень сухости пара;

r — теплота парообразования в расширителе

$$g = \frac{150 \cdot 0{,}98 - 104}{0{,}97 \cdot 536} = 0{,}082\ кг/кг.$$

Находим количество испаряемой воды:

$$D_{рецир} = \frac{D_{пар}}{g} = \frac{8900}{0{,}082} \approx 100\,000\ кг/ч \approx 100\ т/ч. \qquad (X.11)$$

Составление тепловых балансов и определение расходов воды, перемещаемых по остальным участкам тепловой схемы, затруднений не вызывает.

§ 63. Тепловая схема водогрейной котельной с закрытой системой горячего водоснабжения

Тепловая схема водогрейной котельной с закрытой системой горячего водоснабжения — одна из наиболее распространенных (рис. X.5). По этой схеме обратная вода из теплосети *1* циркуляционным сетевым насосом *2* подается в водогрейный котел *3*, где нагревается до расчетной температуры, а за-

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

тем направляется в подающую магистраль теплосети. Кроме того, горячая вода из котлов используется в водоводяных теплообменниках *4* для подогрева холодной воды, поступающей из водопровода на химическую водоподготовку *5* и идущей далее на подпитку утечек в теплосети.

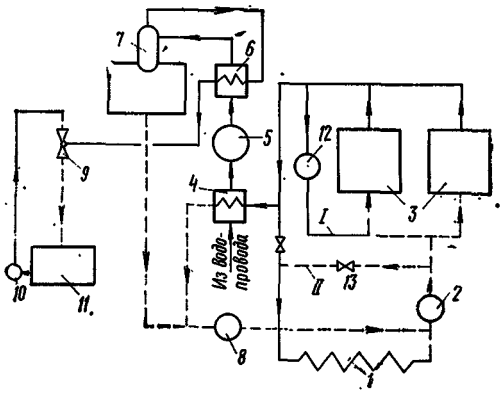


Рис. X.5. Тепловая схема водогрейной котельной с закрытой системой горячего водоснабжения

Пройдя химическую водоподготовку, подпиточная вода дополнительно подогревается в охладителе выпара *6*, а затем направляется в колонку вакуумного деаэратора *7*. Из деаэратора подпиточный насос *8* подает воду во всасывающую магистраль сетевого насоса. Вакуум в деаэраторе создается эжекторной установкой, состоящей из водоструйного эжектора *9*, эжекторного насоса *10* и бака расходной воды *11*. Для обеспечения необходимой температуры воды перед котлами (на пять градусов выше температуры точки росы) на перемычке *I* установлен рециркуляционный (или подмешивающий) насос *12*, который забирает нагретую воду в котлах и подмешивает ее в обратную магистраль перед котлами. По перемычке *II*, на которой установлен регулятор расхода *13*, обратная вода из теплосети может расхолаживать горячую воду, идущую из котлов в теплосеть, если последняя имеет большее значение, чем предусмотрено графиком (рис. III.3).

Определим необходимость включения в работу рециркуляционного (подмешивающего) насоса и произведем его выбор, используя ранее рассмотренные графики (см. рис. I.1 и рис. III.3).

Допустим, имеют место следующие условия:

теплопроизводительность котельной

$$Q_{расч} = 1\,000\,000 \text{ ккал/ч};$$

расчетный перепад температур воды в сети

$$\Delta t_{расч} = t^{гор}_{расч} - t^{об}_{расч} = 120 - 70 = 50°;$$

топливо — бурый уголь.

Рассмотрим два случая работы котельной: при расчетной наружной температуре $t_н = -30°C$ и при наружной температуре $t_н = -5°C$.

Первый случай. Количество воды, циркулирующей в системе котел—теплосеть:

$$D_{сист} = \frac{Q_{расч}}{\Delta t_{расч}} = \frac{1\,000\,000}{120 - 70} = 20\,000 \text{ л/ч} = 20 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Температура воды, выходящей из котлов и идущей в теплосеть, равна $t''_к = 120°C$. Температура воды, выходящей из сети и идущей в котлы, равна $t'_э = 70°C$. Температура точки росы уходящих газов для подмосковного угля (табл. III.5) $t_{т.р} = 50°C$.

Следовательно, температура воды, входящей в котлы, $t'_к$, равная 70°C, выше температуры точки росы $t_{т.р}$, равной 50°C, на 20°, и никакого подмешивания делать не надо. Указанные на схеме (рис. X.5.) перемычки I и II не работают.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

Второй случай. Теплопроизводительность котельной (см. рис. I.1) $Q_{-5}=480000$ *ккал/ч*. Температура воды, выходящей из котлов и идущей в теплосеть, равна $t''_к=70°C$.

Температура воды, выходящей из сети и идущей в котлы, равна $t'_к=46°C$ (см. рис. III.3).

Температура точки росы по-прежнему $t_{т.р}=50°C$, и, следовательно, воду, входящую в котлы, надо нагревать до

$$t'_к=t_{т.р}+5=50+5=55\,°C, \quad \text{т. е. на } 55-46=9°.$$

При подмешивании в случае сжигания подмосковного угля изменение температур горячей и обратной воды должно соответствовать линиям *1—a—b—c* и *2—d—e* графика (см. рис. III.3).

Обратная вода подогревается при помощи подмешивающего насоса. Однако чем выше температура воды, идущей по перемычке *I* для подогрева обратной воды, тем меньше ее потребуется. В этом случае устанавливается подмешивающий насос с меньшей производительностью, а следовательно, снизится и расход электроэнергии.

С экономической точки зрения наивыгоднейшая температура — максимально возможная температура, поддерживаемая в котлах, т. е. в данном случае $t^{гор}_{расч}=120°C$. Для внешней же теплосети при $t_н=-5°C$ такой температуры не требуется. В этом случае для охлаждения воды, идущей в отопительную сеть, необходимо включать в работу перемычку *II*. При этом система теплоснабжения по характеру циркуляции воды разбивается на два параллельных контура: внешнюю сеть и котельную, причем если в первом случае, допустим, работали два котла, то, очевидно, в данном случае при тепловой нагрузке, уменьшившейся почти в два раза, один из котлов должен быть отключен.

Количество воды, циркулирующей по внешней теплосети, должно быть таким же, как в первом случае, т. е. равным $D_{сет}=D_{сист}=20$ *м³/ч*, что наиболее часто встречается при эксплуатации отопительных сетей с так называемым качественным регулированием.

Зная количество воды, циркулирующей во внешней сети $D_{сет}=20$ *м³/ч*, а также тепловую нагрузку, соответствующую данному периоду $Q_{-5}=480000$ *ккал/ч*, можем проверить перепад температур во внешней сети, полученный из графика рис. III.3 следующим соотношением:

$$\frac{Q_{-5}}{D_{сет}}=\Delta t_{-5}=\frac{480\,000}{20\,000}=24\ °C,$$

что соответствует ранее полученному $\Delta t_{-5}=70-46=24°C$.

Остается решить вопрос о распределении воды по перемычкам I и II и по контуру котлов. Количество воды, проходящей по контуру котлов, подсчитывается в функции тепловой нагрузки $Q_{-5}=480000$ *ккал/ч* и имеющейся разности температур $t^{гор}_{расч}-t'_к=120-55$ следующим образом:

$$D_{кот}=\frac{480\,000}{120-55}=7{,}38\ м^3/ч.$$

Количество воды, проходящей по перемычке *I*, подсчитывается по формуле

$$D^{I}_{пер}=D_{кот}\,\frac{(t_{т.р}+5)-t^{-5}_{об}}{t^{гор}_{расч}-t^{-5}_{об}}=7{,}38\,\frac{(50+5)-46}{120-46}=0{,}9\ м^3/ч. \quad (X.12)$$

Количество воды, проходящей по перемычке *II*, определяют из выражения

$$D^{II}_{пер}=D_{сет}-D_{кот}+D^{I}_{пер}=20-7{,}38+0{,}9=13{,}52\ м^3/ч. \quad (X.13)$$

Электронная библиотека http: fgv.khstu.ru

Очевидно также, что по перемычкам *I* и *II* при разных наружных температурах проходит разное количество воды. Расчетный период для перемычки *II* — конец отопительного периода, а для перемычки *I* — период с температурой наружного воздуха $t_н=0°C$. С расчетом на эту температуру, т. е. $t_н=0°C$, и выбирают подмешивающий насос.

§ 64. Тепловая схема паровой котельной

Котельная установка предназначена для отопительно-производственных целей и оборудована тремя паровыми котлами ДКВР-10-13. Максимальная паропроизводительность котельной $D_{макс}=30$ т/ч. Конденсат возвращается в количестве 80% при температуре 90°С. Давление пара, необходимое потребителю, равно 7 *ата*. Котлы оборудованы непрерывной продувкой, принимаемой равной 5%. Потери на собственные нужды котельной составляют 5% общего расхода вырабатываемого пара.

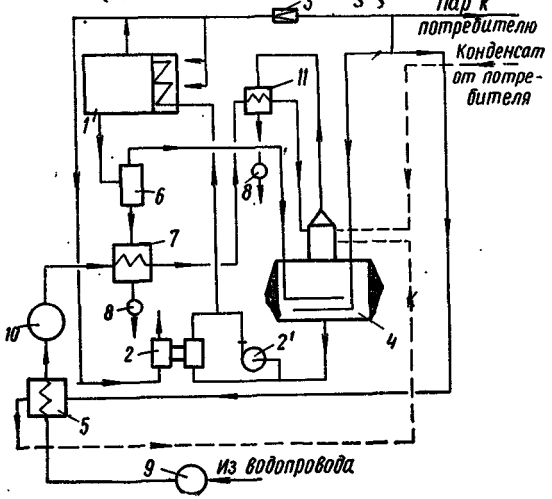


Рис. X.6. Тепловая схема паровой котельной

Описание тепловой схемы. Тепловая схема приведена на рис. X.6. Насыщенный пар из котлов *1* с рабочим давлением $P=14$ *ата* поступает в общую паровую магистраль котельной, из которой часть пара отбирается на обдувку и на привод поршневого насоса *2*. К основным производственным потребителям пар направляется с давлением *7 ата* после прохода через редуктор *3*. С этим же давлением пар используется для нагрева питательной воды в деаэраторе *4* и исходной воды в пароводонагревателе *5*. Возврат конденсата от потребителей осуществляется со станции перекачки, расположенной у потребителя, непосредственно в бак-деаэратор. В него поступает также предварительно обработанная водопроводная вода, восполняющая потери конденсата, продувку и конденсат от пароводонагревателя *5*. Для уменьшения потерь тепла с продувочной водой устанавливается сепаратор непрерывной продувки *6*. В сепараторе за счет снижения давления с *7* до 1,7 *ата* частично выделяется пар вторичного вскипания, который направляется в деаэратор, а остаточная продувочная вода охлаждается до 40°С в водоводяном теплообменнике *7*, после чего сбрасывается в барботер *8*, а затем в дренаж. Исходная водопроводная вода с температурой 5°С, подаваемая насосом *9*, нагревается в теплообменнике *5* до 25°С, затем проходит химическую водоочистку *10* и теплообменник *7*, в котором догревается до 36°С. После этого исходная вода проходит через охладитель выпара *11*, дополнительно нагреваясь до 39°С, и лишь затем попадает в деаэратор. В головке деаэратора смешиваются три водяных потока при средней их температуре 80°С.

Добавочная вода и конденсат в деаэраторе подогреваются до 104° как острым паром ($P=7$ *ата*), так и паром, полученным в сепараторе непрерывной продувки. Из бака-деаэратора питательными насосами *2* и *2'* вода нагнетается в водяные экономайзеры котлов. Обычно для питания котлов используются центробежные насосы *2'*, а паровые поршневые *2* являются резервными.

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

1. Производительность котельной «брутто» составляет

$$D_{макс} = 10 \cdot 3 = 30 \ т/ч.$$

2. Общее количество возвращаемого в котельную конденсата

$$G_{кон} = \frac{80}{100} D_{макс} = 0{,}8 \cdot 30 = 24 \ т/ч.$$

3. Расход воды на продувку равен:

$$G'_{пр} = \frac{П}{100} D_{макс} = \frac{5}{100} 30 = 1{,}5 \ т/ч.$$

4. Количество пара, выделяемое в сепараторе непрерывной продувки:

$$D_{сеп} = G'_{пр} \frac{i'_{14} \eta - i'_{1,7}}{i''_{1,7} - i'_{1,7}} = 1{,}5 \frac{197{,}3 \cdot 0{,}98 - 114{,}8}{644{,}5 - 114{,}8} \approx 0{,}22 \ т/ч,$$

где i'_{14} и $i'_{1,7}$ — энтальпия воды соответственно при 14 *ата* и 1,7 *ата* в *ккал/кг*;

$i''_{1,7}$ — энтальпия насыщенного пара при 1,7 *ата* в *ккал/кг*;

η — значение коэффициента, учитывающего потери тепла.

5. Количество воды непрерывной продувки, сливаемое в канализацию:

$$G''_{пр} = G'_{пр} - D_{сеп} = 1{,}5 - 0{,}22 = 1{,}28 \ т/ч.$$

При расходе воды, сливаемой в канализацию, менее 1 *т/ч* ее тепло обычно не используется.

6. Количество воды, добавляемое для питания котлов:

$$G_{доб} = (D_{макс} - G_{кон}) + G''_{пр} = (30 - 24) + 1{,}28 = 7{,}28 \ т/ч.$$

7. Количество воды, подвергаемое химической водоподготовке, с учетом собственных нужд ($g_{хим} = 10\%$):

$$G_{хим} = \left(1 + \frac{g_{хим}}{100}\right) G_{доб} = \left(1 + \frac{10}{100}\right) 7{,}28 = 7{,}9 \ т/ч.$$

8. Количество питательной воды, поступающей из деаэратора, с учетом непрерывной продувки

$$G_{пит} = D_{макс} + G''_{пр} = 30 + 1{,}28 = 31{,}28 \ т/ч.$$

9. Расход выпара из деаэратора

$$D_{вып} = d\, G_{пит} = 0{,}002 \cdot 31{,}28 = 0{,}06 \ т/ч,$$

где $d = 0{,}002$ *т/т* — удельный расход выпара в *т* на 1 *т* деаэрируемой воды (по данным ЦКТИ).

10. Расход пара для подогрева исходной воды в теплообменнике *5*

$$D_{с.\,в} = G_{хим} \frac{(i''_5 - i'_5)}{(i'_7 - i''_7)} = 7{,}9 \frac{(25 - 5)}{(659{,}9 - 165{,}7)} = 0{,}32 \ т/ч,$$

где i'_5 и i''_5 — энтальпия исходной воды при входе и выходе из теплообменника *5* (численно равные их температурам) в *ккал/кг*;

Электронная библиотека http: tgv.khstu.ru

i'_7 и i''_7 — энтальпия насыщенного греющего пара и воды при давлении пара 7 *ата* в *ккал/кг*.

11. Количество конденсата из теплообменника *5*, возвращаемое в деаэратор:

принимаем количество возвращаемого конденсата численно равным расходу пара, т. е.

$$G^5_{кон} = D_{с.\ в} = 0{,}32 \ \ т/ч,$$

энтальпию конденсата берем при давлении 7 *ата* равной

$$i'' = 165{,}7 \ \ ккал/кг.$$

12. Энтальпия химически очищенной воды (численно равная ее температуре) после ее нагрева в теплообменнике *7*

$$i''_7 = i'_7 + \frac{G''_{пр}}{G_{хим}} (i'_{1,7} - i'_{др}) = 25 + \frac{1{,}28}{7{,}9} (114{,}8 - 40) \approx 37 \ \ ккал/кг,$$

где i''_7 и i'_7 — энтальпия воды при выходе и входе в теплообменник *7* в *ккал/кг*;

$i'_{1,7}$ — энтальпия продувочной воды при давлении 1,7 *ата* в *ккал/кг*;

$i'_{др}$ — энтальпия сбрасываемой воды в барботер (принимаемая численно равной температуре 40°С).

13. Энтальпия химически очищенной воды после ее нагрева в охладителе выпара (теплообменник *11*).

Давление и соответствующие параметры пара и конденсата в охладителе выпара (теплообменник *11*).

$$i''_{11} = i'_{11} + \frac{D_{вып}}{G_{хим}} (i'_{1,2} - i''_{1,2}) = 37 + \frac{0{,}06}{7{,}9} (640{,}7 - 104{,}4) = 41 \ \ ккал/кг,$$

где i''_{11} и i'_{11} — энтальпия воды при выходе и входе в теплообменник *11* (численно равные их температурам);

$i'_{1,2}$ и $i''_{1,2}$ — энтальпия пара и конденсата при давлении 1,2 *ата*.

14. Средняя энтальпия (численно равная средней температуре) потоков воды, вошедших в деаэратор:

$$i'_{деаэр} \approx t'_{деаэр} = \frac{G_{кон}\, i'_{кон} + G_{хим}\, i''_{11} + G^5_{кон}\, i''}{G_{кон} + G_{хим} + G_{кон}} =$$

$$= \frac{24 \cdot 90 + 7{,}9 \cdot 41 + 0{,}32 \cdot 165{,}7}{24 + 7{,}9 + 0{,}32} \approx 80 \ \ ккал/кг \ \ (°С).$$

15. Расход пара на подогрев питательной воды в деаэраторе (по пару 7 *ата*)

$$D_{деаэр} = \frac{(G_{кон} + G_{хим} + G^5_{кон})\,(i'_{1,2} - i'_{деаэр})}{i''_7 - i'_{1,2}} =$$

$$= \frac{(24 + 7{,}9 + 0{,}32)\ \ (104{,}4 - 80)}{659{,}9 - 104{,}4} = 1{,}41 \ \ т/ч,$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где i''_7 — энтальпия греющего пара при 7 *ата* в *ккал/кг*;

$i'_{1,2}$ — энтальпия питательной воды в деаэраторе при давлении 1,2 *ата*;

$i'_{деаэр}$ — средняя энтальпия водяных потоков, поступающих в деаэратор.

16. Количество пара, расходуемое на собственные нужды котельной ($g_{соб.н}=5\%$):

$$D_{соб.\,и} = \frac{g_{соб.\,и}}{100} D_{макс} = \frac{5}{100} 30 = 1{,}5 \ т/ч.$$

17. Количество пара, выдаваемое потребителю:

$$D_{нетто} = D_{макс} - D_{деаэр} - D_{соб.\,и} - D_{с.\,в} - D_{вып} + D_{сеп} \frac{i'_{1,7}}{i'_7} = 30 - 1{,}41 - 1{,}5 - 0{,}32 - 0{,}06 + 0{,}22 \frac{640{,}7}{659{,}9} = 26{,}93 \ т/ч,$$

или в % это составит

$$\frac{26{,}93}{30} 100 = 90.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ

Основные и производные единицы системы СИ, основные соотношения между единицами системы МКГСС и тепловыми единицами, основанными на калории, и единицами системы СИ

1. Основные и производные единицы системы СИ

Наименование величин	Единицы измерения	Обозначения
Длина	метр	*м*
Масса	килограмм	*кг*
Время	секунда	*сек*
Температура	градус Кельвина	°К
Плотность	килограмм на кубический метр	*кг/м³*
Скорость	метр в секунду	*м/сек*
Ускорение	метр на секунду в квадрате	*м/сек²*
Сила	ньютон	*н*
Давление	ньютон на квадратный метр	*н/м²*
Динамическая вязкость	ньютон-секунда на квадратный метр	*н·сек/м²*
Кинематическая вязкость	квадратный метр на секунду	*м²/сек*
Работа, энергия, количество теплоты	джоуль	*дж*
Мощность	ватт	*вт*
Удельный вес	ньютон на кубический метр	*н/м³*
Удельная теплота	джоуль на килограмм	*дж/кг*
Удельная теплоемкость	джоуль на килограмм-градус	*дж/кг·град*
Удельная энтропия	джоуль на килограмм-градус	*дж/кг·град*
Тепловой поток	ватт	*вт*
Поверхностная плотность теплового потока	ватт на квадратный метр	*вт/м²*
Коэффициент теплоотдачи, теплопередачи	ватт на квадратный метр градус	*вт/м²·град*
Коэффициент теплопроводности	ватт на метр-градус	*вт/м·град*

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 3

Глава I. **Условия для составления проекта котельной установки** . . 4

§ 1. Построение графиков расхода тепла 4
§ 2. Характеристика сжигаемого топлива 8
§ 3. Выбор теплоносителя 12
§ 4. Выбор типа и количества устанавливаемых котельных агрегатов 12
§ 5. Выбор значений величин теплосъема 14
§ 6. Выбор конструкций топок и их размеров 15
§ 7. Составление тепловых схем 16
§ 8. Выявление технико-экономических показателей 16

Глава II. **Конструкции котлов и топочных устройств, устанавливаемых в отопительно-производственных котельных** 21

§ 9. Чугунные котлы 21
§ 10. Стальные паровые котлы 26
§ 11. Стальные водогрейные котлы 37
§ 12. Классификация топочных устройств 51
§ 13. Простые колосниковые решетки (или топки с ручным обслуживанием) 52
§ 14. Шахтные топки 53
§ 15. Полумеханические топки 59
§ 16. Механические топки 62
§ 17. Камерные топки 67

Глава III. **Тепловой баланс. Продукты сгорания** 86

§ 18. Баланс тепла котельного агрегата 86
§ 19. Подсчет продуктов сгорания 88
§ 20. Теплосодержание газов 91
§ 21. Выбор значений температур уходящих газов 94
§ 22. Выбор значений температур питательной воды в паровых котельных установках и обратной воды в водогрейных котельных установках 97
§ 23. Определение часового расхода топлива 98

Глава IV. **Расчет поверхностей нагрева** 99

§ 24. Определение тепловыделения в топке и теоретической температуры горения 99
§ 25. Определение температуры газов на выходе из топки 100
§ 26. Расчет газоходов паровых котлов 107
§ 27. Расчет пароперегревателей 117
§ 28. Расчет газоходов водогрейных котлов 120
§ 29. Расчет водяных экономайзеров 123
§ 30. Расчет воздухоподогревателей 130
§ 31. Проверка теплового баланса 134

Глава V. **Тяго-дутьевые устройства** 134

2. Общие положения 134
3. Дутьевые устройства 135

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Стр.

§ 34. Аэродинамическое сопротивление котельной установки . . . 136
§ 35. Естественная тяга 145
§ 36. Искусственная тяга 146
§ 37. Выбор тяго-дутьевых машин и электродвигателей к ним . . 148
§ 38. Размещение дутьевых и дымососных агрегатов 150
§ 39. Конструкция дымовых труб 151

Глава VI. **Питательные устройства и насосные установки** 152

§ 40. Паровые котельные низкого давления ($P \leqslant 0{,}7$ *ати*) 152
§ 41. Паровые котельные с давлением пара выше 0,7 *ати* 154
§ 42. Водогрейные котельные 155

Глава VII. **Водоподготовка** 157

§ 43. Общие положения 157
§ 44. Фильтрация и коагуляция питательной воды 160
§ 45. Снижение жесткости и поддержание требуемой величины щелочности в питательной воде 161
§ 46. Умягчение воды способом катионного обмена 165
§ 47. Внутрикотловая обработка воды 172
§ 48. Деаэрация воды 173

Глава VIII. **Здания котельных и их проектирование** 178

§ 49. Расположение котельных 178
§ 50. Архитектурная компоновка 179
§ 51. Конструкция частей здания 181
§ 52. Основные внутренние габариты помещений котельных . . . 183
§ 53. Примеры компоновок котельных установок 190

Глава IX. **Транспортировка топлива, его хранение, шлакозолоудаление и золоулавливание** 191

§ 54. Хранение твердого топлива и подача его в котельную . . . 191
§ 55. Шлакозолоудаление 197
§ 56. Хранение и транспортирование жидкого топлива 202
§ 57. Золоулавливание 205

Глава X. **Примеры расчетов котельного оборудования** 211

§ 58. Тепловой расчет парового котельного агрегата 211
§ 59. Аэродинамический расчет котельного агрегата 230
§ 60. Выбор схемы водоподготовки и расчет ее основного оборудования 230
§ 61. Расчет золоулавливающей установки 236
§ 62. Тепловая схема водогрейной котельной с непосредственным водоразбором на горячее водоснабжение 237
§ 63. Тепловая схема водогрейной котельной с закрытой системой горячего водоснабжения 239
§ 64. Тепловая схема паровой котельной 242

Приложение. **Основные и производные единицы системы СИ, основные соотношения между единицами системы МКГСС и тепловыми единицами, основанными на калории, и единицами системы СИ** 245
Литература 246

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/